

上海市本科教育高地建设
机械制造及其自动化系列教材

互换性与技术测量

主编 周玉凤 杜向阳

清华大学出版社

上海市本科教育高地建设
机械制造及其自动化系列教材

工程材料

机械设计基础

机械原理

机械设计

控制理论基础

互换性与技术测量

机械工程测试技术基础

数控技术

机电控制技术

机械CAD/CAM 技术

现代机械制造装备

制造装备电气控制

现代装备传输系统

液压与气动系统及其PLC控制理论与实践

VX CAD/CAM实用教程

人工环境与设备工程专业英语

机械设计基础习题例解

计算机集成系统教学实验指导

机械自动化系统设计指导书

ISBN 978-7-302-19036-3



9 787302 190363

定价：24.00元

上海市本科教育高地建设
机械制造及其自动化系列教材

互换性与技术测量

主编 周玉凤 杜向阳

清华大学出版社
北京

内 容 简 介

本书按教学规律阐述了机械零部件的互换性和检测技术的基础知识,介绍了几种典型机械零件公差与配合的基本原理和方法以及国家标准在设计中的应用。全书共分10章,第1章阐述互换性的基本概念;第2~4章阐述极限与配合、形状和位置公差、表面粗糙度等机械零件公差与配合的基础知识;第5~7章阐述滚动轴承、键和花键、圆柱齿轮等典型零件的精度设计基础知识;第8、9章阐述测量技术的基础知识;第10章阐述机械零件精度设计;附录中阐述本书的一些相关实验。本书各章附有相关的复习与思考,以配合教学的需要,也便于读者自学。

本书按照2007年底颁布的国家标准编写,内容新颖,实用性强。适用于高等工科院校机械类和近机械类各专业的课程教学,也可供从事机械设计、制造、标准化和计量测试等工作的各类工程技术人员参考使用。

版权所有,侵权必究。侵权举报电话:010-62782989 13701121933

图书在版编目(CIP)数据

互换性与技术测量/周玉凤,杜向阳主编. —北京:清华大学出版社,2008.12

(上海市本科教育高地建设机械制造及其自动化系列教材)

ISBN 978-7-302-19036-3

I. 互… II. ①周… ②杜… III. ①零部件—互换性 ②零部件—测量—技术 IV. TG801

中国版本图书馆CIP数据核字(2008)第190840号

责任编辑:庄红权

责任校对:刘玉霞

责任印制:李红英

出版发行:清华大学出版社

<http://www.tup.com.cn>

社总机:010-62770175

投稿与读者服务:010-62776969, c-service@tup.tsinghua.edu.cn

质量反馈:010-62772015, zhiliang@tup.tsinghua.edu.cn

地 址:北京清华大学学研大厦A座

邮 编:100084

邮 购:010-62786544

印 装 者:北京市清华园胶印厂

经 销:全国新华书店

开 本:185×260

印 张:14

字 数:336千字

版 次:2008年12月第1版

印 次:2008年12月第1次印刷

印 数:1~4000

定 价:24.00元

本书如存在文字不清、漏印、缺页、倒页、脱页等印装质量问题,请与清华大学出版社出版部联系调换。

联系电话:010-62770177 转 3103 产品编号:032040-01

上海市本科教育高地建设
机械制造及其自动化系列教材编写委员会

顾 问 陈关龙

主 任 程武山

副主任 何法江

编 委 王明红 蔡颖玲 陆 宁 陆 文

秘 书 周玉凤

序言



进入 21 世纪以来,我国制造业得到了飞速发展。中国已成为世界制造业大国,正面临从制造业大国向制造业强国转型的关键时期。培养大批适应中国机械工业发展的优秀工程技术人才,是实现这一重大转变的关键。

遵循高等教育、人才培养和社会主义市场经济的规律,围绕《上海优先发展先进制造业行动方案》,紧贴区域经济和社会需求的发展,上海工程技术大学机械工程学院抓住“上海市机械制造及其自动化本科教育高地建设”这一机遇,把握先进制造业和现代服务业互补、融合的趋势,把打造工程本位的复合应用型人才培养基地作为高地建设的核心,把培养具有深厚的科学理论基础和一定的工程实践能力和创新能力的优秀的复合应用型人才——“生产一线工程师”,作为高地建设的战略发展目标。

正是基于上述考虑,本编写委员会联合清华大学出版社推出上海市教育高地建设机械制造及其自动化系列规划教材,希望根据“以生为本,以师为重,以教为基,以训为媒,突出工程实践”的教育思想理念和当前的科技水平以及社会发展的需求,精心策划和编写本系列教材,培养出更多视野宽、基础厚、素质高、能力强和富于创造性的工程技术人才。

本系列教材的编写,注重文字通顺,深入浅出,图文并茂,表格清晰,使之符合最新国家与部门标准。在编写时,作者们重视基础性知识,精选传统内容,使传统内容与新知识之间建立起良好的知识构架;重视处理好教材各章节间的内部逻辑关系,力求符合学生的认识规律,使学习过程变得顺理成章;重视工程实践与教学实验,改变原教材过于偏重知识的倾向,力图引导学生通过实践训练,发展自己的工程实践能力;倡导创新实践训练,引导学生发现问题、提出问题、分析问题和解决问题,培养创新思维能力和群体协作能力。

本系列教材的编写和出版,是上海市本科教育高地建设的课程和教材改革中的一种尝试,一定会存在许多不足之处。希望全国同行和广大读者不断提出宝贵意见,使我们编写出的教材更好地为教育教学改革服务,更好地为培养高质量的人才服务。

陈关龙

2008 年 12 月

前言



互换性与技术测量的发展与机械工业的发展密切相关,本课程因近代工业互换性生产的发展而产生,主要研究如何以公差、检测、标准来保证实现互换性生产。目前,互换性与技术测量课程已成为高等工科院校机械类和近机械类各专业必修的主干技术基础课程。它不仅将标准化领域的有关部分结合在一起,还涉及机械设计、机械制造、质量控制、生产组织管理等许多内容。

本书共分10章,主要围绕公差配合(第1~7章)与技术测量(第8~10章)两个方面展开,采用最新的国家标准,结合编者多年的实践经验和教学心得,并参考了许多同类教材编写而成。本书适用面广,教师可根据具体情况进行教学内容的取舍。

本书公差配合部分的描述依据教学大纲基本要求,侧重于阐述和解释国家工业基础标准以及标准的应用,力求语言简练,条理清楚。同时较详细地讲述了各种测量方法和测量器具,并给出了大量的应用实例,尽可能做到理论与实践相结合。全书各章后面设置了复习与思考,以配合教学需要,也便于读者自学。

本书由周玉凤和杜向阳担任主编,金全意担任副主编。周玉凤编写第1~4章和第6章,金全意编写第5章,杜向阳编写第7~10章。

由于编者的水平、时间有限,书中难免存在错误和不当之处,恳请广大读者批评指正。

编 者

2008年12月

目录

1 绪论	1
1.1 互换性概述	1
1.1.1 互换性的概念	1
1.1.2 互换性的分类及其在机械制造中的作用	1
1.1.3 实现互换性的条件	2
1.2 标准与标准化	3
1.2.1 标准的级别	3
1.2.2 标准的种类	4
1.3 优先数和优先数系	4
1.4 测量技术的重要性	7
1.5 本课程的性质与任务	7
复习与思考	8
2 极限与配合	9
2.1 几何参数误差的种类	9
2.2 极限与配合的基本术语和定义	9
2.2.1 孔与轴的定义	9
2.2.2 有关尺寸的术语定义	10
2.2.3 有关偏差、公差、术语定义	11
2.2.4 有关配合的术语定义	13
2.3 标准公差和基本偏差系列	17
2.3.1 标准公差系列	17
2.3.2 基本偏差系列	19
2.4 公差带和配合的表示方法及其图样标注	25
2.4.1 公差带和配合的表示方法	25
2.4.2 公差带和极限偏差在零件图中的标注	25
2.4.3 配合在装配图中的标注	28

2.5	一般、常用和优先的公差带与配合	29
2.5.1	一般、常用和优先的公差带	29
2.5.2	常用和优先配合	29
2.6	线性尺寸的一般公差	31
2.6.1	一般公差的概念	31
2.6.2	线性尺寸的一般公差	31
2.7	极限与配合的选用	32
2.7.1	配合基准制的选择	32
2.7.2	公差等级的选择	33
2.7.3	选择配合的一般原则	35
	复习与思考	39

3 形状和位置公差 40

3.1	概述	40
3.1.1	形位公差的研究对象	40
3.1.2	形位公差的特征项目及符号	41
3.1.3	基准和基准体系	42
3.1.4	形位公差带的概念	43
3.2	形位公差的基本标注方法	44
3.2.1	形位公差代号	44
3.2.2	被测要素的标注方法	45
3.2.3	基准要素的标注方法	47
3.3	形位公差带	48
3.3.1	形状公差与公差带	48
3.3.2	形状或位置公差与公差带	50
3.3.3	位置公差与公差带	50
3.4	公差原则	56
3.4.1	独立原则	57
3.4.2	相关要求	57
3.5	形位公差的选择	68
3.5.1	形位公差项目的选择	68
3.5.2	基准的选择	69
3.5.3	形位公差值的选择	69
3.5.4	公差原则的选择	74
3.6	形状与位置公差未注公差值的规定	74
	复习与思考	76

4 表面粗糙度 78

4.1	表面结构	78
-----	------------	----

4.2	表面粗糙度的概念	79
4.2.1	表面粗糙度的定义	79
4.2.2	表面粗糙度对零件机械性能的影响	79
4.3	表面粗糙度的评定	80
4.3.1	基本术语	80
4.3.2	评定参数	83
4.4	表面粗糙度参数值及其选用	85
4.4.1	评定参数的选择	85
4.4.2	评定参数值的选择	85
4.5	表面粗糙度的标注	88
4.5.1	表面粗糙度的符号及代号	89
4.5.2	各项参数、符号的注写位置	89
4.5.3	表面粗糙度的标注方法及实例	92
	复习与思考	92
5	滚动轴承的公差与配合	93
5.1	概述	93
5.1.1	滚动轴承的组成和类型	93
5.1.2	滚动轴承的安装形式	94
5.2	滚动轴承的精度等级及应用	94
5.3	滚动轴承内径与外径的公差带及其特点	95
5.4	滚动轴承与轴和壳体的配合	97
5.4.1	轴颈和外壳孔的公差带	97
5.4.2	滚动轴承配合的选择	99
5.5	配合表面及端面形位公差和表面粗糙度	103
	复习与思考	105
6	键和花键的公差与配合	106
6.1	平键公差与配合	106
6.1.1	平键和键槽配合尺寸的公差带与配合种类	106
6.1.2	平键和键槽非配合尺寸的公差带	108
6.1.3	键槽的形位公差	108
6.1.4	平键和键槽的表面粗糙度	108
6.1.5	键槽尺寸和公差在图样上的标注	108
6.2	矩形花键	109
6.2.1	矩形花键的基本尺寸	109
6.2.2	矩形花键连接的几何参数和定心方式	110
6.2.3	矩形花键连接的公差与配合	111
6.2.4	矩形花键连接的形位公差和表面粗糙度	112

6.2.5 矩形花键连接的标记	114
复习与思考	114
7 圆柱齿轮公差与配合应用	115
7.1 齿轮传动的使用要求	115
7.2 齿轮加工误差	116
7.3 圆柱齿轮传动精度的评定指标	119
7.3.1 传递运动准确性的评定指标	119
7.3.2 传动平稳性的评定指标	124
7.3.3 载荷分布均匀性的检测项目	128
7.3.4 影响侧隙的单个齿轮因素及其检测	130
7.4 齿轮副精度的评定指标	131
7.5 图样标注	134
7.6 圆柱齿轮传动精度设计	134
7.6.1 圆柱齿轮精度等级确定	134
7.6.2 齿轮误差检验组的选择	137
7.6.3 齿轮副精度设计	138
7.6.4 齿坯精度和齿轮各表面粗糙度	139
复习与思考	140
8 几何量测量	142
8.1 概述	142
8.1.1 测量的基本概念	142
8.1.2 基准与量值传递	142
8.2 量块的基础知识	144
8.2.1 量块的分级	144
8.2.2 量块的分等	145
8.3 测量器具的测量方法	146
8.3.1 测量器具	146
8.3.2 测量方法	147
8.3.3 度量指标	148
8.4 测量误差及数据处理	149
8.4.1 测量误差与精度	149
8.4.2 各类测量误差的处理	152
8.4.3 测量结果的数据处理	157
复习与思考	159
9 光滑极限量规	161
9.1 光滑极限量规作用与分类	161
9.2 光滑极限量规的公差	162
9.3 量规设计	165

9.3.1 量规形式的选择	165
9.3.2 量规极限尺寸的计算	165
9.3.3 量规的技术要求	167
复习与思考	168
10 机械零件精度设计	169
10.1 概述	169
10.2 轴类零件的精度设计	170
10.2.1 尺寸公差的确定	172
10.2.2 形位公差的确定	172
10.2.3 表面粗糙度的确定	174
10.2.4 轴类零件精度设计与标注实例	175
10.3 齿轮类零件精度设计	175
10.3.1 齿坯精度设计	175
10.3.2 齿轮啮合精度设计	176
10.3.3 齿轮精度设计实例	176
10.4 箱体类零件精度设计	178
10.4.1 油缸体精度设计实例	178
10.4.2 拨动叉几何精度设计实例	179
10.4.3 减速箱体几何精度设计实例	180
复习与思考	182
附录 A 表面粗糙度试验	183
A1 比较法检测表面粗糙度	183
A2 光切显微镜检测表面粗糙度	185
A3 干涉显微镜检测表面粗糙度	188
A4 表面粗糙度检查仪检测表面粗糙度	191
附录 B 圆柱齿轮检测实验	197
B1 径向跳动检查仪检测齿圈径向跳动	197
B2 周节仪检测齿距偏差和齿距累积误差	199
附录 C 轴类和箱体类零件的综合性检测实验	204
C1 箱体形位误差的测量	205
C2 精密心轴的测量	205
附录 D 齿轮设计性试验	208
参考文献	210

绪 论

1.1 互换性概述

1.1.1 互换性的概念

在工业及日常生活中经常会遇到这样的现象,如机器上丢了一个螺丝,按相同的规格购买一个,装上即可;灯泡坏了,可以更换一个新的;自行车、手表上的零部件磨损了,换一个相同规格的新的零部件,即能满足使用要求。这些现象说明零部件具有互换性。

零部件的互换性是指同一规格的零部件按照规定的技术要求(几何、物理及其他质量参数)制造,能够彼此相互替换而使用效果相同的性能。互换性体现了产品生产的三个过程:零部件在制造时按同一尺寸规格要求;装配时不需要选择或附加修配;装配成机器后能保证预定的使用性能。这样的零部件称为具有互换性的零部件。

1.1.2 互换性的分类及其在机械制造中的作用

1. 互换性的分类

1) 按互换参数的范围,可分为几何参数互换性和功能互换性

几何参数互换性主要是保证零部件的几何参数达到结合的要求,其中几何参数主要指尺寸大小、几何形状(包括宏观与微观的几何形状)以及相互的位置关系等。功能互换性应保证使用要求,除了对零部件的几何参数有要求外,还对零部件的机械、物理、化学等性能方面的参数提出要求,如硬度、强度等。几何参数互换性被称为狭义互换性,而功能互换性被称为广义互换性,本课程只讨论几何参数互换性。

2) 按互换程度,可分为完全互换性与不完全互换性

完全互换性不限定互换范围,指零部件装配或更换时,无需挑选、辅助加工或修配就能顺利安装在机器上并能满足使用要求,如常见的螺栓、螺母、滚动轴承等标准件等都具有完全互换性。在大批量生产方式中,往往采用完全互换。

不完全互换性又称为有限互换。在装配精度要求很高时,若采用完全互换将要求零件的制造公差很小,导致加工困难、制造成本高,甚至无法加工。因此,采用不完全互换进行生产。为此,生产中往往把有关零件的精度适当降低,以便于制造;然后再根据实测尺寸的大小,将制成的相配零件分成若干组,使每组内的尺寸差别比较小;最后,再把相应的零件进行

装配,以保证使用要求,此法也称为分组互换法。

装配时允许用机械加工或钳工修刮等办法来获得所需的精度,称为修配法。用移动或更换某些零件以改变其位置和尺寸来达到所需精度的方法,称为调整法。

3) 对于标准部件或机构来讲,互换性又可分为内互换与外互换

内互换是指部件或机构内部组成零件间的互换性,如滚动轴承内、外圈滚道直径与滚珠直径的配合。

外互换是指部件或机构与外部配件之间的互换性,如滚动轴承中的内圈与轴的配合,外圈与壳体孔之间的配合。

为了使用方便,滚动轴承的外互换为完全互换;其内互换因组成零件的精度要求高,加工困难,故采用分组装配,为不完全互换。

一般而言,不完全互换只限于部件或机构制造厂内部的装配。至于厂外协作,即便产量不大,往往也要求完全互换。采用完全互换、不完全互换或者修配,要由产品精度要求与复杂程度、产量大小、生产设备和技术水平等一系列因素决定。

2. 互换性在机械制造中的作用

(1) 在设计方面,最大限度地采用具有互换性的标准化零部件,可大大简化绘图和计算工作,缩短设计周期,同时便于实现计算机辅助设计。

(2) 在制造和装配方面,零件具有互换性,可以采用分散加工,集中装配,有利于厂际合作,也有利于组织专业化生产,采用先进工艺和高效率的专用设备,提高生产效率。

(3) 在使用与维修方面,可以减少机器的维修时间和费用,保证机器能连续持久的运转,提高了机器的使用寿命。

总之,互换性在提高产品质量和可靠性、提高经济效益等方面均具有重大意义。遵循互换性原则进行设计、制造和使用,可大大降低产品成本,提高生产率,降低劳动强度,同时也为标准化、系列化、通用化奠定了基础。所以,互换性原则是机械工业中的重要原则,是我们设计、制造中必须遵循的原则。

1.1.3 实现互换性的条件

要保证零件具有互换性,就必须保证零件几何参数的准确性。是否需要使同一规格的零件的几何参数完全一致呢?事实上这不但可能,而且也没必要。由于加工过程中各种因素的影响,制得零件的几何参数总是不可避免地会偏离设计的理想要求,产生误差,就使加工后零件的几何参数与理想值不完全一致,其差别称为加工误差,也可称为几何参数误差。

零件具有几何参数误差后能否保证互换性呢?虽然零件的几何参数误差可能影响零件的使用性能,但只要零件的几何参数在规定的范围内变动,保证零件充分近似,就能满足互换的目的。要使零件具有互换性,就应按公差制造。公差就是由设计人员给定的允许零件的最大误差,即允许零件几何参数的变动范围。

因此,要使零件具有互换性,就应把零件的误差控制在规定的公差范围内,就是说,互换性要用公差来保证。设计者的任务就是正确地确定公差,并把它在图样上明确地表示出来。显然,在满足功能要求的条件下,公差应尽量规定得大一些,以获得最佳的技术经济效益。

1.2 标准与标准化

现代化工业生产的特点是规模大、协作单位多、互换性要求高。为了正确协调各生产部门和准确衔接各生产环节,必须有一种协调手段,使分散的、局部的生产部门和生产环节保持必要的技术统一,成为一个有机的整体,以实现互换性生产。标准与标准化正是联系这种关系的主要途径和手段,是实现互换性的基础。

标准是对重复性事物和概念所做的统一规定。它以科学、技术和实践经验的综合成果为基础,经有关方面协商一致,由主管机构批准,以特定形式发布,作为共同遵守的准则和依据。标准在一定范围内具有约束力。

标准制定的对象是重复性事物和概念,这里讲的重复性指的是同一事物或概念反复多次出现的性质。例如,批量生产的产品在生产过程中的重复投入、重复加工、重复检验等,同一类技术管理活动中反复出现同一概念的术语、符号、代号等。

标准化指在经济、技术、科学及管理等社会实践中,针对重复性事物和概念,制定、发布、实施统一规定的全部活动过程。标准化是以标准形式体现的一个不断循环、不断提高的过程。标准化是组织现代化生产的重要手段之一,是实现专业化生产的必要前提,是科学管理的重要组成部分。

1.2.1 标准的级别

依据《中华人民共和国标准化法》规定,我国的标准级别分为国家标准、行业标准、地方标准和企业标准四级,下一级标准不得与上级标准的有关内容相抵触。国家标准、行业标准均可分为强制性和推荐性两种属性的标准,推荐性标准又叫非强制性标准。

保障人体健康、人身、财产安全的标准和法律、行政法规,规定强制执行的标准是强制性标准,其他标准是推荐性标准。省、自治区、直辖市标准化行政主管部门制定的工业产品安全、卫生要求的地方标准,在本地区域内是强制性标准。

推荐性国家标准的代号为 GB/T,强制性国家标准的代号为 GB。行业标准中的推荐性标准也是在行业标准代号后加个 T 字,如 JB/T 即机械行业推荐性标准,不加 T 字即为强制性行业标准。

1. 国家标准

对需要在全国范围内统一的技术要求,应当制定国家标准。国家标准由国务院标准化行政主管部门编制计划和组织草拟,并统一审批、编号、发布。国家标准的代号为“GB”。

2. 行业标准

对没有国家标准又需要在全国某个行业范围内统一的技术要求,可以制定行业标准,作为对国家标准的补充。当相应的国家标准实施后,该行业标准应自行废止。行业标准的代号有多种,如 JB 为原机械工业部标准,YB 为原冶金工业部标准,HB 为原航天工业部标准等。

3. 地方标准

对没有国家标准和行业标准而又需要在省、自治区、直辖市范围内实施统一的要求,可以制定地方标准。如:①工业产品的安全、卫生要求;②药品、兽药、食品卫生、环境保护、节约能源、种子等法律、法规规定的要求;③其他法律、法规规定的要求。

4. 企业标准

企业标准是对企业范围内需要协调、统一的技术要求、管理要求和工作要求所制定的标准。企业标准的代号为 QB。

此外,为适应某些领域标准快速发展和快速变化的需要,于 1998 年规定的四级标准之外,增加一种国家标准化指导性技术文件,作为对国家标准的补充,其代号为 GB/Z。

从世界范围看,更高级别的标准还有国际标准和区域标准。国际标准是由国际标准化组织(ISO)或国际电工委员会(IEC)制定的标准;区域标准(或国家集团标准)是由某个国家或某个国家集团制定的标准,如分别由欧共体(EN)、非洲地区(ARS)和阿拉伯(ASMO)制定的标准等。

1.2.2 标准的种类

通常按标准的专业性质,将标准划分为技术标准、管理标准和工作标准 3 大类。

1. 技术标准

对标准化领域中需要统一的技术事项所制定的标准称为技术标准。技术标准是一个大类,可进一步分为:基础标准、产品标准、工艺标准、检验和试验方法标准、设备标准、原材料标准、安全标准、环境保护标准、卫生标准等。其中的每一类还可进一步细分,如基础标准还可再分为:术语标准、图形符号标准、数系标准、公差标准、环境条件标准、技术通则性标准等。

本书主要涉及的是基础标准,它是指在一定范围内作为其他标准的基础并普遍使用,具有广泛指导意义的标准。在下面的章节中将介绍《极限与配合》、《形状和位置公差》、《表面粗糙度》等国家标准。

2. 管理标准

对标准化领域中需要协调统一的管理事项所制定的标准叫做管理标准。管理标准主要是对管理目标、管理项目、管理业务、管理程序、管理方法和管理组织所作的规定。

3. 工作标准

为实现工作(活动)过程的协调,提高工作质量和工作效率,对每个职能和岗位的工作制定的标准叫做工作标准。

1.3 优先数和优先数系

制定公差标准以及设计零件的结构参数时,都需要通过数值表示。产品的参数值不仅与自身的技术特性有关,还直接或间接地影响与其配套的系列产品的参数值。如螺母直径的数值,影响并决定螺钉直径数值以及丝锥、螺纹塞规、钻头等系列产品的直径数值。由于

参数值间的关联产生的扩散称为数值扩散。

为满足不同的需求,产品必然出现不同的规格,形成系列产品。产品数值的杂乱无章会给组织生产、协作配套、使用维修带来困难,故需对数值进行标准化。

优先数就是一种对各种技术参数进行简化、协调和统一的一种科学的数值制度,它是一种无量纲的分级数系,适用于各种量值的分级。它又是十进制几何级数,对于标准化对象的简化和协调起着重要的作用,因此又是国际上一项统一的重要基础标准。19世纪末,法国的雷诺(C. Renard)为了对热气球上使用的绳索规格进行简化,每进5项值增大10倍(十进制几何级数),用以对绳索尺寸系列进行分级,结果把425种规格简化成17种,简化后形成的尺寸规格系列相当于现今优先数中的R5、R10、R20和R40等系列。为了纪念雷诺,故优先数又取名为R数系。

我国国家标准GB/T 321—2005《优先数和优先数系》规定了数值分级制度的主要内容。国家标准指明:确定产品的技术参数或参数系列时,必须最大限度地采用优先数和优先数系,以便使产品的参数选择及其后续工作一开始就纳入标准化的轨道。

GB/T 321—2005规定:优先数系是公比为 $\sqrt[5]{10}$ 、 $\sqrt[10]{10}$ 、 $\sqrt[20]{10}$ 、 $\sqrt[40]{10}$ 和 $\sqrt[80]{10}$,且项值中含有10的整数幂几何级数的常用圆整值。采用符号R5、R10、R20、R40、R80表示,其中前四项为基本系列,公比如下:

$$R5: q_5 = \sqrt[5]{10} \approx 1.6$$

$$R10: q_{10} = \sqrt[10]{10} \approx 1.25$$

$$R20: q_{20} = \sqrt[20]{10} \approx 1.12$$

$$R40: q_{40} = \sqrt[40]{10} \approx 1.06$$

R80系列称为补充系列,仅在参数分级很细或基本系列中的优先数不能适应实际情况时才考虑采用。R80系列的公比为

$$q_{80} = \sqrt[80]{10} \approx 1.03$$

派生系列是从基本系列或补充系列R_r中,每p项取值导出的系列,以R_{r/p}表示,比值r/p是1~10,10~100等各个十进制数内项值的分级数。

$$\text{公比: } q_{r/p} = q_r^p = (\sqrt[p]{10})^p = 10^{r/p}$$

例如:在工程上还采用R10/3系列(派生系列),其公比 $q \approx 2$,即为在R10系列中每隔三项选一个数值组成的数系,即1.00,2.00,4.00,8.00,16.0,32.0,64.0,...

国家标准规定:优先数系中的各项值均为优先数。

根据优先数系的公比计算,可以得到优先数的各项理论值,这些理论值除了10的整数幂外均为无理数,在工程技术上无法直接应用,实际应用的是经过圆整后的常用值和计算值。基本系列的常用值见表1.1,补充系列R80的常用值见表1.2。

优先数系列相邻两项的相对差均匀,项值排列疏密适中,而且运算方便,简单易记,具有广泛的实用性。在设计各类产品时,如果产品的主要参数按优先数选用形成系列,可以减轻设计计算的工作总量,便于分析各参数之间的内在关系,可以用有限的产品规格系列最大限度地满足用户的多种需求。因此,优先数和优先数系被用来作为数值统一的标准,在各个工业发达国家得到了极其广泛的应用。

表 1.1 基本系列的常用值(摘自 GB/T 321—2005/ISO 3: 1973)

基本系列				基本系列			
R5	R10	R20	R40	R5	R10	R20	R40
1.00	1.00	1.00	1.00	4.00	4.00	4.00	3.15
			1.06				3.55
			1.12				3.55
			1.18				3.75
			1.25				4.00
			1.32				4.25
			1.40				4.50
			2.5				4.75
			1.60				5.00
			1.70				5.30
1.60	1.60	1.60	1.80	6.30	6.30	6.30	5.60
			1.90				6.00
			2.00				6.30
			2.12				6.70
			2.24				7.10
			2.36				7.50
			2.50				8.00
			2.65				8.50
			2.80				9.00
			3.00				9.50
2.50	2.50	2.50	3.00	10.00	10.00	10.00	10.00
			3.15				10.00
			3.55				10.00
			4.00				10.00
			4.25				10.00
			4.50				10.00
			4.75				10.00
			5.00				10.00
			5.30				10.00
			5.60				10.00

表 1.2 补充系列 R80 的常用值(摘自 GB/T 321—2005/ISO 3: 1973)

1.00	1.25	1.60	2.00	2.50	3.15	4.00	5.00	6.30	8.00
1.03	1.28	1.65	2.06	2.58	3.25	4.12	5.15	6.50	8.25
1.06	1.32	1.70	2.12	2.65	3.35	4.25	5.30	6.70	8.50
1.09	1.36	1.75	2.18	2.72	3.45	4.37	5.45	6.90	8.75
1.12	1.40	1.80	2.24	2.80	3.55	4.50	5.60	7.10	9.00
1.15	1.45	1.85	2.30	2.90	3.65	4.62	5.80	7.30	9.25
1.18	1.50	1.90	2.35	3.00	3.75	4.75	6.00	7.50	9.50
1.22	1.55	1.95	2.43	3.07	3.85	4.87	6.15	7.75	9.75

1.4 测量技术的重要性

几何量检测是组织互换性生产必不可少的重要措施。由于零部件的加工误差不可避免,决定了必须采用先进的公差标准,对机械零部件的几何量规定合理的公差,用以实现零部件的互换性。但若不采用适当的检测措施,规定的公差也就形同虚设,不能发挥作用。

因此,应按照公差标准和检测技术要求对零部件的几何量进行检测。只有几何量合格者,才能保证零部件在几何量方面的互换性。检测是检验和测量的统称。一般来说:测量的结果能够获得具体的数值;检验的结果只能判断合格与否,而不能获得具体数值。

但是,必须注意到,在检测过程中又会不可避免地产生或大或小的测量误差,这将导致两种误判:

(1) 误收——把不合格品误认为合格品而接收;

(2) 误废——把合格品误认为不合格品而接收。

这是测量误差表现在检测方面的矛盾,这就需要从保证产品的质量和经济性两方面综合考虑,合理解决。

检测的目的不仅仅在于判断工件合格与否,还有其他积极的方面,这就是根据检测的结果,分析产生废品的原因,以便降低废品率。

1.5 本课程的性质与任务

“互换性与技术测量”课程的发展与机械工业的发展密切相关,它是高等学校机械类和近机械类相关专业的一门重要的技术基础课,在教学计划中起到承上启下的作用,是联系设计课程与工艺课程的纽带,是从基础课学习过渡到专业课学习的桥梁。随着机械制造业的发展,机械的精度设计与运动设计、强度设计一样,已经成为机械设计过程中不可缺少的重要环节之一,是保证机械产品质量、降低成本的重要因素之一。本课程由几何量公差与检测两部分组成,前一部分的内容主要通过课堂教学和课外作业来完成,后一部分的内容主要通过实验课来完成。

学生学习本课程应达到下列要求:

(1) 掌握有关互换性生产的原则及公差与配合的规律和选用;

(2) 了解相关的基本概念;

(3) 能够理解零件精度设计的基本原理和方法;

(4) 能够查用本课程介绍的公差表格,正确标注图样;

(5) 了解检测技术的基础知识并具备零件技术测量的基本技能。

总之,本课程的任务在于使学生获得机械工程技术人员所必须具备的几何量公差与检测方面的基础知识和技能,而后续课程的教学和毕业后的实际工作锻炼,将使学生进一步加深理解和逐渐熟练掌握本课程的内容。

复习与思考

1. 广义互换性的定义是什么？机械产品零部件互换的含义是什么？
2. 互换性原则是否在任何生产情况下都适用？试加以说明。
3. 何谓标准？何谓标准化？互换性生产与标准化的关系是什么？
4. 自 IT6 级以后，孔、轴标准公差等级系数为 10, 16, 25, 40, 64, 100, 160, …。试判断它们属于哪个优先数系列。
5. 试写出派生系列 R5/3、R10/2、R20/3 中自 1 以后的 5 个优先数（常用值）。
6. GB/T 321—2005 规定什么数列作为优先数系，试述这个数列的特点和优点。

极限与配合

2.1 几何参数误差的种类

几何参数误差分为以下情况：

- (1) 尺寸误差 工件加工后的实际尺寸与理想尺寸之差。
- (2) 几何形状误差 零件几何要素的实际形状与理想形状之差。一般由机床、夹具、刀具、工件所组成的工艺系统的误差所造成。
- (3) 位置误差(相互位置精度) 工件加工后,各表面或中心线之间的实际相互位置与理想位置的差值(平行度、垂直度、同轴度等)。
- (4) 表面粗糙度 加工后刀具在工件表面上留下的大量很微小的高低不平的波形,其波峰和波长都很小。

公差是允许实际几何参数的最大变动量,是允许的最大误差。公差用来协调机械零件的使用要求与加工经济性之间的矛盾,由设计人员给定。误差是在加工过程中产生的,零件应按规定的极限(即公差)来制造,工件的误差在公差范围内,为合格件;超出了公差范围为不合格件。

2.2 极限与配合的基本术语和定义

国家标准《极限与配合》中,公差与配合部分的标准主要包括:

- GB/T 1800.1—1997《极限与配合 基础 第1部分:词汇》;
- GB/T 1800.2—1998《极限与配合 基础 第2部分:公差、偏差和配合的基本规定》;
- GB/T 1800.3—1998《极限与配合 基础 第3部分:标注公差和基本偏差数值》;
- GB/T 1800.4—1999《极限与配合 标准公差等级和孔、轴的极限偏差表》;
- GB/T 1801—1999《极限与配合 公差带和配合的选择》;
- GB/T 1804—2000《一般公差 未注公差的线性和角度尺寸的公差》。

这些标准是尺寸精度设计的重要依据,我们将在本章介绍。而有关公差与配合的技术保证(即测量与检验)部分的国家标准将在后面章节中介绍。

2.2.1 孔与轴的定义

孔与轴的《极限与配合》标准是机械工程最重要的基础标准,制定最早,体系比较完善,

也是学习其他互换性标准的基础。

孔(hole): 通常指工件的圆柱形内表面, 也包括非圆柱形的内表面(由两个平行平面或切平面而形成的包容面)。

轴(shaft): 通常是指工件的圆柱形的外表面, 也包括非圆柱形的外表面(由两个平行平面或切面而形成的被包容面)。

由定义可见, 孔和轴具有广泛的含义, 如图 2.1 所示。非圆柱形的内外表面, 如键槽和键的宽度都是由单一尺寸确定的, 均视为孔与轴。

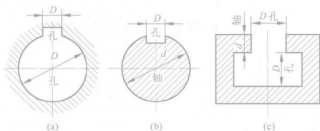


图 2.1 孔与轴示意图

孔与轴的区别: 从装配关系看, 孔为包容面, 轴为被包容面; 从加工过程看, 孔的尺寸由小变大; 而轴的尺寸由大变小。

2.2.2 有关尺寸的术语定义

1. 尺寸(size)

特定单位表示线性长度值的数值, 称为尺寸。尺寸由数字和长度单位组成, 在技术制图中, 通常用毫米(mm)为长度单位, 在图样上标注尺寸时, 省略单位 mm, 只书写数字。如直径 $\phi 40$ 、半径 R20、宽度 12、高度 120、中心距 60 等。

2. 基本尺寸(basic size)

基本尺寸是设计者给定的尺寸, 大写字母表示孔, 小写字母表示轴, 如 D 和 d (L 或 l)。通过基本尺寸, 应用上、下偏差可算出极限尺寸的值。设计者根据产品的性能要求(如强度、刚度、运动、造型、结构、工艺等)进行计算, 并参照 GB/T 2822—2005 标准尺寸中规定的数值选取。基本尺寸可以是一个整数或一个小数值, 例如: 32, 15, 8.75, 0.5 等。

3. 实际尺寸(actual size)

实际尺寸是通过测量得到的尺寸(孔 D_s 、轴 d_s), 如图 2.2 所示。一个孔或轴的任意横

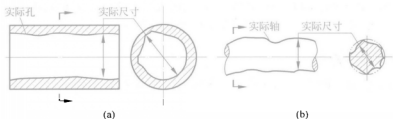


图 2.2 实际尺寸

截面中的任意距离,即任何两相对点之间测得的尺寸,称为局部实际尺寸。由于测量误差的存在,所测得的尺寸并非所测尺寸的真值,只能用一个近似真值的测量尺寸代替真值。

4. 极限尺寸(limits of size)

一个孔或轴允许的尺寸的两个极端,称为极限尺寸。实际尺寸位于其中,也可达到极限尺寸。孔和轴允许的最大尺寸,称为最大极限尺寸,分别用 D_{\max} 、 d_{\max} 来表示;孔和轴允许的最小尺寸,称为最小极限尺寸,分别用 D_{\min} 、 d_{\min} 来表示。极限尺寸是以基本尺寸为基数来确定的,极限尺寸用于控制实际尺寸,实际尺寸在极限尺寸范围内,表明工件合格;否则,不合格。

2.2.3 有关偏差、公差术语定义

1. 偏差(deviation)

某一尺寸(实际尺寸、极限尺寸)减其基本尺寸所得的代数差,称为偏差。偏差可为正值、负值或零。

1) 极限偏差

极限尺寸减其基本尺寸所得的代数差,称为极限偏差。最大极限尺寸减其基本尺寸所得的代数差,称为上偏差(孔 ES、轴 es);最小极限尺寸减其基本尺寸所得的代数差,称为下偏差(孔 EI、轴 ei)。

根据定义,上、下偏差用公式表示为

$$\text{孔的上偏差} \quad ES = D_{\max} - D \quad (2-1)$$

$$\text{孔的下偏差} \quad EI = D_{\min} - D \quad (2-2)$$

$$\text{轴的上偏差} \quad es = d_{\max} - d \quad (2-3)$$

$$\text{轴的下偏差} \quad ei = d_{\min} - d \quad (2-4)$$

2) 实际偏差

实际尺寸减其基本尺寸所得的代数差,称为实际偏差。它应位于极限偏差范围内,因此,上偏差和下偏差用于限制实际偏差的变动范围,且影响配合的松紧程度。

由于满足孔与轴配合的不同松紧要求,极限尺寸可能大于、小于或等于其基本尺寸。因此,极限偏差的数值可能是正值、负值或零。故在偏差值的前面除零值外,应标上相应的“+”号或“-”号。

综上所述:偏差是以基本尺寸为基数,从偏离基本尺寸的角度来表述有关尺寸的术语。

3) 偏差的标注

上偏差标在基本尺寸右上角;下偏差标在基本尺寸右下角。

注意: 标注和计算偏差时前面必须加注“+”或“-”号(零除外)。

例: $\phi 25_{-0.033}^{-0.020}$ 表示基本尺寸为 25 mm,上偏差为 -0.020 mm,下偏差为 -0.033 mm。

2. 尺寸公差(tolerance)

最大极限尺寸减最小极限尺寸之差,或上偏差减下偏差之差,简称公差。尺寸公差是指允许尺寸的变动量。尺寸公差 T 的计算式为

$$\text{轴的公差} \quad T_s = d_{\max} - d_{\min} = es - ei \quad (2-5)$$

$$\text{孔的公差} \quad T_h = D_{\max} - D_{\min} = ES - EI \quad (2-6)$$

公差是设计时根据零件要求的精度(零件加工后的几何参数与理想几何参数相符合的

程度),并考虑加工的经济性,对尺寸的变动范围给定的允许值,公差用以限制误差。公差值无正负含义,不应出现“+”“-”号,且因加工误差不可避免,公差不能为零($T \neq 0$)。基本尺寸相同的零件,给定公差值越大,制造越容易。极限尺寸、公差与偏差的相互关系见图 2.3。

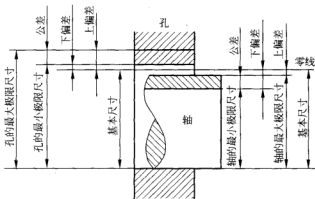


图 2.3 极限尺寸、公差与偏差的相互关系

3. 公差带与公差带图

表明两个相互结合的孔、轴的基本尺寸、极限尺寸与公差关系的图形,称为公差带图。如图 2.4 所示。

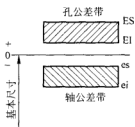


图 2.4 尺寸公差带图

1) 公差带

在公差带图中,由代表上、下偏差的两条直线所限定的区域,称为公差带。

2) 零线

在公差带图中,有一条表示基本尺寸的直线(即 0 偏差线),以其为基准确定偏差和公差,这条直线称为零线。通常情况下,零线沿水平方向绘制,正偏差位于零线上方,负偏差位于零线下方。

3) 公差带图的绘制步骤

(1) 画零线,在零线的左端标出“+”、“-”、“0”,在零线的左下角,用单箭头指向零线,表示基本尺寸,并标出其数值。

(2) 按适当比例画出孔、轴的公差带,即由代表上偏差和下偏差或最大极限尺寸和最小极限尺寸的两条直线所限定的一个区域。通常孔、轴的公差带分别打上剖面线,以便区分。

(3) 标出孔和轴的上、下偏差值及其他要求标注的数值,如图 2.4 所示。公差带在垂直零线方向的宽度代表公差值,公差带沿零线方向的长度可适当任取。

(4) 基本尺寸的单位为毫米(mm),偏差及公差的单位可用微米(μm),均省略不写。

国家标准规定:标准公差给出公差值的大小,基本偏差确定公差带的位置。

4. 标准公差

在 GB/T 1800 极限与配合制中规定的任一公差,均为标准公差。标准公差的符号为字母 IT。

5. 基本偏差

在 GB/T 1800 极限与配合制中,确定公差带相对零线位置的那个极限偏差,称为基本偏差。基本偏差可以是上偏差,也可以是下偏差。当公差带在零线上方时,其基本偏差为下偏差;当公差带在零线下方时,其基本偏差为上偏差,如图 2.5 所示。

【例 2.1】 基本尺寸为 $\phi 30$ 的孔和轴,孔的最大极限尺寸为 $\phi 30.21$ mm,孔的最小极限尺寸为 $\phi 30.05$ mm。轴的最大极限尺寸为 $\phi 29.90$ mm,轴的最小极限尺寸为 $\phi 29.75$ mm。求孔和轴的极限偏差和公差,并画出孔和轴的公差带图。

- 解: (1) 孔的上偏差 $ES = 30.21 - 30 = +0.21$
 孔的下偏差 $EI = 30.05 - 30 = +0.05$
 孔的公差 $T_h = ES - EI = 0.21 - 0.05 = 0.16$
 孔偏差的标注 $\phi 30 \begin{smallmatrix} +0.21 \\ +0.05 \end{smallmatrix}$
- (2) 轴的上偏差 $es = 29.90 - 30 = -0.10$
 轴的下偏差 $ei = 29.75 - 30 = -0.25$
 轴的公差 $T_s = es - ei = 0.15$
 轴偏差的标注 $\phi 30 \begin{smallmatrix} -0.10 \\ -0.25 \end{smallmatrix}$
- (3) 公差带图如图 2.6 所示。

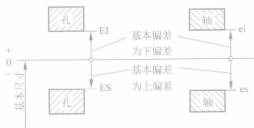


图 2.5 基本偏差

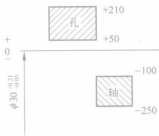


图 2.6 公差带图

2.2.4 有关配合的术语定义

1. 配合 (fit)

基本尺寸相同的相互结合的孔与轴公差带之间的关系,称为配合。配合的性质即松紧程度和松紧变化程度,配合的松紧主要与间隙和过盈及其大小有关,即与孔、轴公差带的相互位置有关;配合的松紧变化(配合精度)与孔、轴公差带的大小有关。

2. 间隙与过盈

孔的尺寸减去相配合的轴的尺寸之差为正值,称为间隙(用 X 表示);孔的尺寸减去相配合的轴的尺寸之差为负值,称为过盈(用 Y 表示)。

注意: 间隙数值前必须标“+”号,如 $+0.025$ mm。过盈数值前必须标“-”号,如 -0.020 mm。“+”、“-”号在配合中仅代表间隙与过盈的意思,不可与一般数值大小相混。

按照孔、轴公差带的相互位置,即孔、轴形成间隙或过盈的情况,孔和轴可形成间隙配合、过盈配合和过渡配合三类配合。

3. 间隙配合 (clearance fit)

具有间隙(包括最小间隙等于零)的配合,称为间隙配合。此时,孔的公差带在轴的公差带上方,如图 2.7 所示。对一批零件而言,所有孔的尺寸大于轴的尺寸。

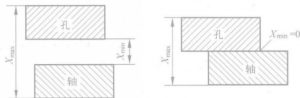


图 2.7 间隙配合

间隙配合的性质用最大间隙、最小间隙两个特征值表示。

孔的最大极限尺寸减去轴的最小极限尺寸所得的代数差称为最大间隙,用 X_{\max} 表示,即

$$X_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei \quad (2-7)$$

表示配合中最松状态。

孔的最小极限尺寸减去轴的最大极限尺寸所得的代数差称为最小间隙,用 X_{\min} 表示,即

$$X_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es \quad (2-8)$$

表示配合中最紧状态。

另外,在实际生产中常常用到平均间隙,用 X_{av} 表示,它是最大间隙与最小间隙的算术平均值,即

$$X_{av} = (X_{\max} + X_{\min}) / 2 \quad (2-9)$$

4. 过盈配合 (interference fit)

具有过盈(包括最小过盈等于零)的配合,称为过盈配合。此时,孔公差带在轴公差带之下,如图 2.8 所示。对一批零件而言,所有孔的尺寸小于或等于轴的尺寸。

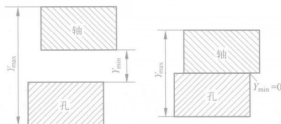


图 2.8 过盈配合

过盈配合的性质用最大过盈、最小过盈两个特征值表示。

孔的最小极限尺寸减去轴的最大极限尺寸所得的代数差称为最大过盈,用 Y_{\max} 表示,即

$$Y_{\max} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es \quad (2-10)$$

表示过盈配合中最紧状态。

孔的最大极限尺寸减去轴的最小极限尺寸所得的代数差称为最小过盈,用 Y_{\min} 表示,即

$$Y_{\min} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei \quad (2-11)$$

表示过盈配合中最松状态, $Y_{\min} = 0$ 时标准规定仍属过盈配合。

另外,在实际生产中常常用到平均过盈,用 Y_{av} 表示,它是最大过盈与最小过盈的算术平均值,即

$$Y_{av} = (Y_{\max} + Y_{\min})/2 \quad (2-12)$$

5. 过渡配合(transition fit)

可能具有间隙或过盈的配合称为过渡配合。此时,孔公差带与轴的公差带相互重叠,如图 2.9 所示,过渡配合指的是公差带相互重叠的一批相结合的孔和轴。实际装配后的一对孔和轴,只存在间隙或过盈两种情况之一,即为间隙配合或过盈配合。

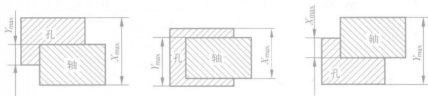


图 2.9 过渡配合

孔的最大极限尺寸减去轴的最小极限尺寸所得的代数差称为最大间隙,用 X_{\max} 表示,即

$$X_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei$$

表示过渡配合中最松的状态。

孔的最小极限尺寸减去轴的最大极限尺寸所得的代数差称为最大过盈,用 Y_{\max} 表示,即

$$Y_{\max} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es$$

表示过渡配合中最紧的状态。

最大间隙与最大过盈的平均值称为平均间隙或平均过盈,即

$$X_{av}(Y_{av}) = (X_{\max} + Y_{\max})/2 \quad (2-13)$$

6. 配合公差(variation of fit)

标准将允许间隙或过盈的变动量称为配合公差,用 T_f 表示。它是设计人员根据机器配合部位使用性能的要求对配合松紧变化的程度给定的允许值。

$$\text{对于间隙配合: } T_f = |X_{\max} - X_{\min}| \quad (2-14)$$

$$\text{对于过盈配合: } T_f = |Y_{\max} - Y_{\min}| \quad (2-15)$$

$$\text{对于过渡配合: } T_f = |X_{\max} - Y_{\max}| \quad (2-16)$$

以上三类配合的配合公差皆为孔公差与轴公差之和,即

$$T_f = T_h + T_s \quad (2-17)$$

在数值方面,标准以处于最松状态的极限间隙或极限过盈与处于最紧状态的极限间隙或极限过盈的代数差的绝对值为配合公差值,配合公差没有正负含义。

式(2-17)说明配合公差(配合精度)决定了相互配合的孔和轴的尺寸公差(尺寸精度)。设计时,可根据配合公差来确定孔和轴的尺寸公差。若要提高配合精度,使配合后的间隙或过盈变化范围减小,则应减小零件的公差,即需要提高零件的加工精度。

配合公差反映配合精度,配合种类反映配合性质。

【例 2.2】 孔 $\phi 25^{+0.021}_{-0.033}$ 分别与轴 $\phi 25^{-0.020}_{-0.033}$ 、轴 $\phi 25^{+0.041}_{-0.028}$ 、轴 $\phi 25^{+0.011}_{-0.001}$ 形成配合,试画出公差带图,说明配合种类,并求出特征参数值及配合公差。

解：(1) 画孔和轴的公差带图，如图 2.10 所示。

(2) 由三种配合孔和轴的公差带的关系可知：孔 $\phi 25^{+0.021}_0$ 与轴 $\phi 25^{-0.020}_{-0.033}$ 、轴 $\phi 25^{+0.041}_{+0.028}$ 、轴 $\phi 25^{+0.015}_{+0.002}$ 分别形成间隙配合、过盈配合和过渡配合。

(3) 计算特征参数及配合公差。

① 孔 $\phi 25^{+0.021}_0$ 与轴 $\phi 25^{-0.020}_{-0.033}$ 形成间隙配合的特征参数：

$$X_{\max} = ES - ei = 0.021 - (-0.033) = +0.054 \text{ mm}$$

$$X_{\min} = EI - es = 0 - (0.020) = +0.020 \text{ mm}$$

$$\text{配合公差 } T_f = |X_{\max} - X_{\min}| = 0.034 \text{ mm}$$

② 孔 $\phi 25^{+0.021}_0$ 与轴 $\phi 25^{+0.041}_{+0.028}$ 形成过盈配合的特征参数：

$$Y_{\max} = EI - es = 0 - (+0.041) = -0.041 \text{ mm}$$

$$Y_{\min} = ES - ei = 0.021 - (+0.028) = -0.007 \text{ mm}$$

$$\text{配合公差 } T_f = |Y_{\max} - Y_{\min}| = 0.034 \text{ mm}$$

③ 孔 $\phi 25^{+0.021}_0$ 与轴 $\phi 25^{+0.015}_{+0.002}$ 形成过渡配合的特征参数：

$$X_{\max} = ES - ei = 0.021 - (+0.002) = +0.019 \text{ mm}$$

$$Y_{\max} = EI - es = 0 - (+0.015) = -0.015 \text{ mm}$$

$$\text{配合公差 } T_f = |X_{\max} - Y_{\min}| = 0.034 \text{ mm}$$

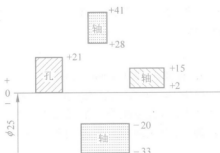


图 2.10 公差带图

7. 配合制

同一极限的孔和轴组成配合的一种制度称为配合制。国家标准规定了两种配合制，即基孔制配合和基轴制配合。

(1) 基孔制：基本偏差为一定的孔的公差带与不同基本偏差的轴的公差带形成各种配合（间隙、过渡或过盈）的一种制度。如图 2.11 所示，基孔制中的孔为基准孔，代号为“H”，其下偏差为零（ $EI=0$ ）。

(2) 基轴制：基本偏差为一定的轴的公差带与不同基本偏差孔的公差带形成各种配合（间隙、过渡或过盈）的一种制度。如图 2.12 所示，基轴制中的轴为基准轴，代号为“h”，其上偏差为零（ $es=0$ ）。

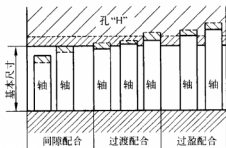


图 2.11 基孔制中孔和轴公差带位置

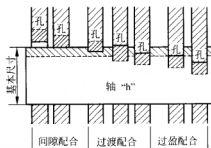


图 2.12 基轴制中孔和轴公差带位置

2.3 标准公差和基本偏差系列

2.3.1 标准公差系列

标准公差是由国家标准极限与配合制中所规定的任一公差值。它的数值取决于孔或轴的标准公差等级和基本尺寸。

1. 标准公差等级和代号

极限与配合制中,确定尺寸精度等级的等级称为标准公差等级。规定和划分公差等级的目的,是为了简化和统一公差的要求,使规定的等级既能满足不同的使用要求,又能大致代表各种加工方法的精度,为零件设计和制造带来了极大的方便。

国家标准 GB/T 1800.2—1998 将标准公差分为 20 个等级,标准公差等级代号由 IT 和阿拉伯数字组成,分别为 IT01、IT0、IT1、IT2、…、IT18。其中,IT01 等级最高,然后依次降低,IT18 最低,而相应的标准公差值依次增大,即 IT01 公差值最小,IT18 公差值最大,数值见表 2.1。

表 2.1 标准公差数值(摘自 GB/T 1800.3—1998)

基本尺寸 /mm	公 差 等 级																			
	IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
	/μm														/mm					
≤3	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	0.14	0.25	0.04	0.60	1.0	1.4
>3~6	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	0.18	0.30	0.48	0.75	1.2	1.8
>6~10	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	0.22	0.36	0.58	0.90	1.5	2.2
>10~18	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	0.27	0.43	0.70	1.10	1.8	2.7
>18~30	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	0.33	0.52	0.84	1.30	2.1	3.3
>30~50	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	0.39	0.62	1.00	1.60	2.5	3.9
>50~80	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	0.46	0.74	1.20	1.90	3.0	4.6
>80~120	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	0.54	0.87	1.40	2.20	3.5	5.4
>120~180	1.2	2	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	0.63	1.00	1.60	2.50	4.0	6.3
>180~250	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	0.72	1.15	1.85	2.90	4.6	7.2
>250~315	2.5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	0.81	1.30	2.10	3.20	5.2	8.1
>315~400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	0.89	1.40	2.30	3.60	5.7	8.9
>400~500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	0.97	1.55	2.50	4.00	6.3	9.7
>500~630	4.5	6	9	11	16	22	32	44	70	110	175	280	440	700	1.10	1.75	2.8	4.4	7.0	11.0
>630~800	5	7	10	13	18	25	36	50	80	125	200	320	500	800	1.25	2.0	3.2	5.0	8.0	12.5
>800~1000	5.5	8	11	15	21	29	40	56	90	140	230	360	560	900	1.40	2.3	3.6	5.6	9.0	14.0

续表

基本尺寸 /mm	公 差 等 级																			
	IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
	/μm														/mm					
>1000~1250	6.5	9	13	18	24	33	47	66	105	165	260	420	660	1050	1.65	2.6	4.2	6.6	10.5	16.5
>1250~1600	8	11	15	21	29	39	55	78	125	195	310	500	780	1250	1.95	3.1	5.0	7.8	12.5	19.5
>1600~2000	9	13	18	25	35	46	65	92	150	230	370	600	920	1500	2.30	3.7	6.0	9.2	15.0	23.0
>2000~2500	11	15	22	30	41	55	78	110	175	280	440	700	1100	1750	2.80	4.4	7.0	11.0	17.5	28.0
>2500~3150	13	18	26	36	50	68	96	135	210	330	540	860	1350	2100	3.30	5.4	8.6	13.5	21.0	33.0
>3150~4000	16	23	33	45	60	84	115	165	260	410	660	1050	1650	2600	4.10	6.06	10.5	16.5	26.0	41.0
>4000~5000	20	28	40	55	74	100	140	200	320	500	800	1300	2000	3200	5.00	8.0	13.0	20.0	32.0	50.0
>5000~6300	25	35	49	67	92	125	170	250	400	620	980	1550	2500	4000	6.20	9.8	15.5	25.0	40.0	62.0
>6300~8000	31	43	62	84	115	155	215	310	490	760	1200	1950	3100	4900	7.60	12.0	19.5	31.0	49.0	76.0
>8000~10 000	33	53	76	105	140	195	270	380	600	940	1500	2400	3800	6000	9.40	15.0	24.0	38.0	60.0	94.0

同一公差等级(例如 IT7),对所有基本尺寸的一组公差被认为具有同等精确程度(即公差等级相同,尺寸的精确程度相同)。

2. 标准公差因子

机械零件的制造误差不仅与加工方法有关,而且与基本尺寸的大小有关,为了评定零件尺寸公差等级的高低,合理地规定公差数值,建立了公差因子的概念。

标准公差因子是计算标准公差的基本单位,也是制定标准公差数值系列的基础。标准公差因子用 i 表示,单位为微米(μm)。根据生产实践经验及专门的科学试验和统计分析,零件的加工误差与基本尺寸之间的关系如下。

当基本尺寸不大于 500 mm 时,标准公差因子按下式计算:

$$i = 0.45 \sqrt[3]{D} + 0.001D \quad (2-18)$$

式中, D 为基本尺寸的几何平均值。在式(2-18)中包括两项,第一项主要反映加工误差,呈抛物线的规律变化;第二项用于补偿与直径成正比的误差,包括由于测量时偏离标准温度及量规的变形等引起的测量误差。当直径很小时,第二项所占的比重很小。

当基本尺寸在 $\geq 500 \sim 3150$ mm 范围内时,标准公差因子按下式计算:

$$i = 0.004D + 2.1 \quad (2-19)$$

式中, D 为基本尺寸的几何平均值。当直径较大时,标准公差因子随直径的增加而快速增大,公差值相应增大。

对于大尺寸而言,与直径成正比的误差因素,其影响增长很快,特别是温度变化的影响很大,而温度变化引起的误差随直径的加大呈线性关系。所以,国家标准规定大尺寸的标准公差因子采用线性关系。实践证明,当尺寸大于 3150 mm 时,以式(2-19)为基础来计算标准公差,也不能完全反映实际出现的误差规律,但目前尚未确定合理的计算公式,只能按直线关系式计算,更合理的计算公式有待于进一步在生产中加以总结。

3. 标准公差数值

国家标准规定标准公差数值是用公差等级系数 a 与标准公差因子 i 的乘积来确定的(除等级 IT01~IT4 外),见表 2.2 所列公式,即

$$IT = ai \quad (2-20)$$

表 2.2 标准公差计算公式

标准公差等级	计算公式	标准公差等级	计算公式	标准公差等级	计算公式
IT01	$1i$	IT6	$10i$	IT13	$250i$
IT0	$2^{1/3}i$	IT7	$16i$	IT14	$400i$
IT1	$2i$	IT8	$25i$	IT15	$640i$
IT2	$(IT1)(IT1/IT5)^{1/4}$	IT9	$40i$	IT16	$1000i$
IT3	$(IT1)(IT1/IT5)^{1/3}$	IT10	$64i$	IT17	$1600i$
IT4	$(IT1)(IT1/IT5)^{2/3}$	IT11	$100i$	IT18	$2500i$
IT5	$7i$	IT12	$160i$		

在基本尺寸一定的情况下,公差等级系数 a 是决定标准公差大小的惟一参数, a 的大小在一定程度上反映加工方法的精度高低。

4. 基本尺寸分段

根据标准公差计算公式来看,每一个基本尺寸都应当有一个相应的公差值。但在实际生产中,基本尺寸很多,会形成一个庞大的公差数值表,反而给生产带来许多困难。实际上,公差等级相同而基本尺寸相近的公差数值差别并不大。为了简化公差表格,便于使用,国家标准对基本尺寸进行了分段。在同一尺寸段内,公差等级相同的所有尺寸,其标准公差因子都相同。尺寸分段后按首尾两个尺寸(D_1 和 D_2) 的几何平均值作为 D 值($D = \sqrt{D_1 D_2}$)代入式(2-18)和式(2-19)中来计算公差值,标准公差值见表 2.1。

【例 2.3】 计算基本尺寸为 $>30 \sim 50$ mm 段内,IT6 和 IT7 的标准公差值。

解: 几何平均值为

$$D = \sqrt{30 \times 50} = 38.73 \text{ mm}$$

因 $D \leq 500$ mm,应用公式(2-18)计算标准公差因子,得

$$i = 0.45 \sqrt[3]{38.73} + 0.001 \times 38.73 = 1.56 \mu\text{m}$$

由表 2.2 查得:

$$IT6 = 10i = 10 \times 1.56 = 15.6 \approx 16 \mu\text{m}$$

$$IT7 = 16i = 16 \times 1.56 = 24.96 \approx 25 \mu\text{m}$$

计算结果与表 2.1 标准公差数值相同。

2.3.2 基本偏差系列

如上所述,基本偏差是用来确定公差带相对于零线位置的上偏差或下偏差,一般指最靠近零线的那个偏差,如图 2.5 所示。所以,当公差带位于零线上方时,其基本偏差为下偏差;

当公差带位于零线下方时,其基本偏差为上偏差。基本偏差是国家标准中使公差带位置标准化的惟一指标。

1. 基本偏差的代号及其特点

基本偏差系列如图 2.13 所示。基本偏差的代号用拉丁字母表示,大写字母代表孔,小写字母代表轴,在 26 个字母中,除去易与其他含义混淆的 I、L、O、Q、W(i、l、o、q、w)5 个字母外,采用 21 个,再加上用双字母 CD、EF、FG、ZA、ZB、ZC、JS(或 cd、ef、fg、za、zb、zc、js)表示的 7 个,共有 28 个,即孔和轴各有 28 个基本偏差,基本偏差代号见表 2.3。

表 2.3 基本偏差代号

孔 或 轴	基 本 偏 差		备 注
孔	下偏差	A、B、C、CD、D、E、EF、F、FG、G、H	H 为基准孔,它的下偏差为零
	上偏差或下偏差	JS=±IT/2	
	上偏差	J、K、M、N、P、R、S、T、U、V、X、Y、Z、ZA、ZB、ZC	
轴	上偏差	a、b、c、cd、d、e、ef、f、fg、g、h	h 为基准轴,它的上偏差为零
	上偏差或下偏差	js=±IT/2	
	下偏差	j、k、m、n、p、r、s、t、u、v、x、y、z、za、zb、zc	

基本偏差系列具有以下特点:

(1) 孔的基本偏差中,A~H 的基本偏差为下偏差 EI,其绝对值依次逐渐减小,J~ZC 的基本偏差为上偏差 ES,其绝对值依次逐渐增大。同样,在轴的基本偏差中,a~h 的基本偏差为上偏差 es,j~zc 的基本偏差为下偏差 ei。

从图 2.13 可以看出,孔的基本偏差分布与轴的基本偏差成倒影关系。

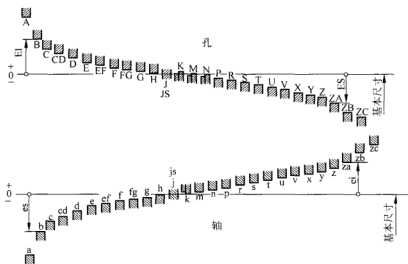


图 2.13 基本偏差系列图

(2) 其中 JS 和 js 在各个公差等级中完全对称, 因此, 其基本偏差可为上偏差 (+IT/2), 也可下偏差 (-IT/2)。

(3) H 和 h 的基本偏差均为零, 即 H 的下偏差 EI=0, h 的上偏差 es=0。H 代表基准孔, h 代表基准轴。

(4) 图 2.13 中公差带的一端是封闭的, 表示基本偏差, 另一端是开口的, 它的位置将取决于标准公差等级。

2. 轴的基本偏差数值

基本尺寸 ≤ 500 mm 的轴的基本偏差数值是以基孔制为基础的, 根据各种配合要求, 经过生产实践和统计分析得到的一系列公式(表 2.4 所示)计算后圆整得出的, 如表 2.5 所列。

表 2.4 轴的基本偏差数值计算公式

基本偏差代号	适用范围	基本偏差为上偏差 es (μm) 的计算公式	基本偏差代号	适用范围	基本偏差为下偏差 ei (μm) 的计算公式
a	$D \leq 120 \text{ mm}$	$-(265 + 1.3D)$	j	IT5~IT8	没有公式
	$D > 120 \text{ mm}$	$-3.5D$	k	$\leq \text{IT3}$	0
b	$D \leq 160 \text{ mm}$	$-(140 + 0.85D)$		IT4~IT7	$+0.6D^{1/3}$
	$D > 160 \text{ mm}$	$-1.8D$		$\geq \text{IT8}$	0
c	$D \leq 40 \text{ mm}$	$-52D^{0.2}$	m		$+(\text{IT7} - \text{IT6})$
	$D > 40 \text{ mm}$	$-(95 + 0.8D)$	n		$+5D^{0.34}$
cd		$-(cd)^{1/2}$	p		$+\text{IT7} + (0 \sim 5)$
d		$-16D^{0.44}$	r		$+ps^{1/2}$
e		$-11D^{0.41}$	s	$D \leq 120 \text{ mm}$	$+\text{IT8} + (1 \sim 4)$
ef		$-(ef)^{1/2}$		$D > 50 \text{ mm}$	$+\text{IT7} + 0.4D$
f		$-5.5D^{0.41}$	t	$D > 24 \text{ mm}$	$+\text{IT7} + 0.63D$
fg		$-(fg)^{1/2}$	u		$+\text{IT7} + D$
g		$-2.5D^{0.34}$	v	$D > 14 \text{ mm}$	$+\text{IT7} + 1.25D$
h		0	x		$+\text{IT7} + 1.6D$
基本偏差代号	适用范围	基本偏差为上偏差或下偏差	y	$D > 18 \text{ mm}$	$+\text{IT7} + 2D$
js		$\pm \text{IT}/2$	z		$+\text{IT7} + 2.5D$
			za		$+\text{IT8} + 3.15D$
			zb		$+\text{IT9} + 4D$
			zc		$+\text{IT10} + 5D$

表 2.5 轴的基本偏差数值

基本偏差		上 偏 差 es											js	j						
		a	b	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h								
基本尺寸 /mm		公 差																		
大于	至	所 有 的 级											偏差 等于 $\frac{IT}{2}$	5,6	7	8				
—	3	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0		-2	-4	-6				
3	6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0		-2	-4	—				
6	10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0		-2	-5	—				
10	14	-290	-150	-95	—	-50	-32	—	-16	—	-6	0		-3	-6	—				
14	18																			
18	24	300	-160	-110	—	-65	-40	—	-20	—	-7	0		-4	-8	—				
24	30																			
30	40	-310	-170	-120	—	-80	-50	—	-25	—	-9	0		-5	-10	—				
40	50	-320	-180	-130																
50	65	-340	-190	-140	—	-100	-60	—	-30	—	-10	0		-7	-12	—				
65	80	-360	-200	-150																
80	100	-380	-220	-170	—	-120	-72	—	-36	—	-12	0		-9	-15	—				
100	120	-410	-240	-180																
120	140	-460	-260	-200	—	-145	-85	—	-43	—	-14	0		-11	-18	—				
140	160	-520	-280	-210																
160	180	-580	-310	-230	—	-170	-100	—	-50	—	-15	0		-13	-21	—				
180	200	-660	-340	-240																
200	225	-740	-380	-260	—	-190	-110	—	-56	—	-17	0		-16	-26	—				
225	250	-820	-420	-280																
250	280	-920	-480	-300	—	-210	-125	—	-62	—	-18	0		-18	-28	—				
280	315	-1050	-540	-330																
315	355	-1200	-600	-360	—	-230	-135	—	-68	—	-20	0		-20	-32	—				
355	400	-1350	-680	-400																
400	450	-1500	-760	-440	—	-230	-135	—	-68	—	-20	0								
450	500	-1650	-840	-480																

注：基本尺寸小于或等于 1 mm 时，各级的 a、b 均不采用。

(d ≤ 500 mm) (GB/T 1800.3—1998)

下 偏 差 ei															
k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	za	zb	zc	
等 级															
4~7	≤3 >7	所 有 的 级													
0	0	+2	+4	+6	+10	+14	—	+18	—	+20	—	+26	+32	+40	+60
+1	0	+4	+8	+12	+15	+19	—	+23	—	+28	—	+35	+42	+50	+80
+1	0	+6	+10	+15	+19	+23	—	+28	—	+34	—	+42	+52	+62	+97
+1	0	+7	+12	+18	+23	+28	—	+33	—	+40	—	+50	+64	+90	+130
									+39	+45	—	+60	+77	+108	+150
+2	0	+8	+15	+22	+28	+35	—	+41	+47	+54	+63	+73	+90	+136	+188
									+41	+48	+55	+64	+75	+88	+118
+2	0	+9	+17	+26	+34	+43	—	+48	+60	+68	+80	+94	+112	+148	+274
									+54	+70	+81	+97	+114	+136	+180
+2	0	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172	+226	+300	+405
					+43	+59	+75	+102	+120	+146	+174	+210	+274	+360	+480
+3	0	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	+335	+445	+585
					+54	+79	+104	+144	+172	+210	+254	+310	+400	+252	+690
+3	0	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365	+470	+620	+800
					+65	+100	+134	+190	+228	+280	+340	+415	+535	+700	+900
+3	0	+17	+31	+50	+68	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465	+600	+780	+1000
					+77	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520	+670	+880	+1150
+4	0	+19	+39	+62	+80	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575	+740	+960	+1250
					+84	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640	+820	+1050	+1350
+4	0	+21	+41	+66	+94	+158	+218	+315	+385	+475	+580	+710	+920	+1200	+1550
					+98	+170	+240	+350	+425	+525	+650	+790	+1000	+1300	+1700
+4	0	+23	+45	+72	+108	+190	+268	+390	+475	+590	+730	+900	+1150	+1500	+1900
					+144	+208	+294	+435	+530	+660	+820	+1000	+1300	+1650	+2100
+5	0	+25	+50	+80	+126	+232	+330	+490	+595	+740	+920	+1100	+1450	+1850	+2400
					+132	+252	+360	+540	+660	+820	+1000	+1250	+1600	+2100	+2600

在基孔制配合中,基本偏差代号为 $a \sim h$ 用于间隙配合,其基本偏差为上偏差 es ,其绝对值正好等于最小间隙的数值。其中 a, b, c 三种用于大间隙或热动配合,考虑到热膨胀的影响,最小间隙采用与直径成正比的关系计算。 d, e, f 主要用于一般润滑条件下的旋转运动,为了保证良好的液体润滑,最小间隙与直径成平方根关系,但考虑到表面粗糙度的影响,间隙应适当减小,所以,计算式中直径的指数略小于 0.5。 g 主要用于滑动、定心或半液体摩擦的场合,间隙要小,所以直径的指数有所减小。 h 的基本偏差为零,它是最紧的间隙配合。至于 cd, ef 和 fg 的数值,则分别取 c 与 d, e 与 f, f 与 g 的基本偏差的几何平均值,适用于小尺寸的旋转运动件。

$j \sim n$ 主要用于过渡配合,所得间隙和过盈均不很大,以保证孔和轴配合时能够对中和定心,拆卸也不困难,其基本偏差为下偏差 ei ,数值基本上是根据经验与统计的方法确定的。

$p \sim zc$ 等 12 种基本偏差与基准孔 H 形成过盈配合,其基本偏差为下偏差 ei ,数值大小按与一定等级的孔相配合所要求的最小过盈而定。最小过盈系数的系列符合优先数系,规律性较好,便于应用。

在实际工作中,轴的基本偏差数值不必用公式计算,直接可查表 2.5。

3. 孔的基本偏差数值

由于构成基本偏差公式所考虑的因素是一致的,所以,孔的基本偏差不需要另外制定一套计算公式,而是根据轴的同一字母代号的基本偏差,按一定的规则换算得来的。

换算原则如下:

(1) 基准件与非基准件基本偏差代号不变。也就是说同名代号的孔、轴基本偏差(如 A 与 a, M 与 m)相同,即配合的性质相同,亦即两种配合的极限间隙或过盈相同。

(2) 在实际生产中,考虑到孔比轴难加工,故在孔、轴的标准公差等级较高时,孔通常与高一级的轴相配(如 $H7/p6$ 与 $P7/h6$);而孔、轴的标准公差等级不高时,则孔与轴采用同级配合(如 $H9/f9$ 与 $F9/h9$)。

根据上述换算原则,孔的基本偏差可按以下两种规则换算。

(1) 通用规则:所有公差等级的基本偏差 $A \sim H$,孔的基本偏差与轴的基本偏差相对零线是完全对称的,绝对值相等,符号相反,即 $EI = -es$;对于标准公差等级低于 $IT8$ 的 K, M, N 和标准公差等级低于 $IT7$ 的 $P \sim ZC, ES = -ei$ 。但其中也有例外,对于标准公差等级低于 $IT8$,基本尺寸 $> 3 \text{ mm}$ 的 N 孔,即基本偏差 $ES = 0$ 。

(2) 特殊规则:对于标准公差等级高于或等于 $IT8$ 的 K, M, N 和标准公差等级高于或等于 $IT7$ 的 $P \sim ZC$,孔的基本偏差和轴的基本偏差符号相反,而绝对值相差一个 Δ 值,即

$$ES = -ei + \Delta \quad (2-21)$$

式中, $\Delta = IT_n - IT_{n-1}$, IT_n 为孔的标准公差; IT_{n-1} 为比孔高一级的轴的标准公差。

按照两个规则换算的孔的基本偏差数值见表 2.6。

【例 2.4】 试用查表法确定 $\phi 35H7/r6$ 和 $\phi 35R7/h6$ 的孔和轴的极限偏差,计算极限过盈并画出尺寸公差带图。

解:查表 2.1 得到: $IT7 = 25 \mu\text{m}$; $IT6 = 16 \mu\text{m}$ 。

由表 2.5 查得 r 的基本偏差 $ei = +34 \mu\text{m}$,则有

$\phi 35r6$: $ei = +34 \mu\text{m}$, $es = ei + IT6 = +34 + 16 = +50 \mu\text{m}$

$\phi 35\text{H}7$: $\text{ES} = +25\ \mu\text{m}$, $\text{EI} = 0$

由表 2.6 查得 R 的基本偏差 $\text{ES} = -34 + 9 = -25\ \mu\text{m}$, 则有

$\phi 35\text{R}7$: $\text{ES} = -34 + 9 = -25\ \mu\text{m}$, $\text{EI} = \text{ES} - \text{IT}7 = -25 - 25 = -50\ \mu\text{m}$

$\phi 35\text{h}6$: $\text{es} = 0$, $\text{ei} = -16\ \mu\text{m}$

下面计算极限过盈, 可得

$$\begin{aligned}\phi 35\text{H}7/\text{r}6: Y_{\max} &= \text{EI} - \text{es} = 0 - (+50) \\ &= -50\ \mu\text{m}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Y_{\min} &= \text{ES} - \text{ei} \\ &= (+25) - (+34) \\ &= -9\ \mu\text{m}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\phi 35\text{R}7/\text{h}6: Y_{\max} &= \text{EI} - \text{es} = (-50) - 0 \\ &= -50\ \mu\text{m}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Y_{\min} &= \text{ES} - \text{ei} \\ &= (-25) - (-16) \\ &= -9\ \mu\text{m}\end{aligned}$$

过盈配合的公差带图如图 2.14 所示。

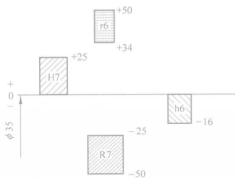


图 2.14 过盈配合的公差带图

2.4 公差带和配合的表示方法及其图样标注

2.4.1 公差带和配合的表示方法

1. 公差带的表示方法

公差带用基本偏差的字母和公差等级数字表示。例如: H7 为孔公差带; h7 为轴公差带。

2. 尺寸公差的表示方法

尺寸公差用基本尺寸后跟所要求的公差带或(和)对应的偏差值表示。如: $\phi 32\text{H}7$, $\phi 80\text{js}15$, $\phi 30\text{g}6$ (-0.007 -0.020), $\phi 100$ $+0.025$ $+0.063$ 。

3. 配合的表示方法

配合用基本尺寸后跟孔、轴公差带表示。孔、轴公差带写成分数形式, 分子为孔公差带, 分母为轴公差带。例如: $\phi 52\text{H}7/\text{g}6$ 、 $\phi 52 \frac{\text{H}7}{\text{g}6}$ 。

2.4.2 公差带和极限偏差在零件图中的标注

零件图上一般有 3 种标注方法。

(1) 在基本尺寸后标注所要求的公差带。公差带代号应注写在基本尺寸的右边, 如图 2.15(a) 所示。

(2) 在基本尺寸后标注所要求的公差带对应的偏差值。上偏差应标注在基本尺寸的右上方, 下偏差应标注在上偏差的正下方, 并与基本尺寸在同一底线上, 上偏差和下偏差的数

表 2.6 孔的基本偏差数值

基本偏差		下 偏 差 EI											JS							
		A ^①	B ^①	C	CD	D	E	EF	F	FG	G	H		J		K		M		
基本尺寸 /mm		公 差																		
大于	至	所有的 级																		
—	3	+270	+140	+60	+34	+20	+14	+10	+6	+4	+2	0	偏 差 等 于 士 IT 2	+2	+4	+6	0	0	-2	-2
3	6	+270	+140	+70	+46	+30	+20	+14	+10	+6	+4	0		+5	+6	+10	-1+ Δ	—	-4+ Δ	-4
6	10	+280	+150	+80	+56	+40	+25	+18	+13	+8	+5	0		+5	+8	+12	-1+ Δ	—	-6+ Δ	-6
10	14	+290	+150	+95	—	+50	+32	—	+16	—	+6	0		+6	+10	+15	-1+ Δ	—	-7+ Δ	-7
14	18																			
18	24	+300	+160	+110	—	+65	+40	—	+20	—	+7	0		+8	+12	+20	-2+ Δ	—	-8+ Δ	-8
24	30																			
30	40	+310	+170	+120	—	+80	+50	—	+25	—	+9	0		+10	+14	+24	-2+ Δ	—	-9+ Δ	-9
40	50	+320	+180	+130																
50	65	+340	+190	+140	—	+100	+60	—	+30	—	+10	0		+13	+18	+28	-2+ Δ	—	-11+ Δ	-11
65	80	+360	+200	+150																
80	100	+380	+220	+170	—	+120	+72	—	+36	—	+12	0		+16	+22	+34	-3+ Δ	—	-13+ Δ	-13
100	120	+410	+240	+180																
120	140	+460	+260	+200	—	+145	+85	—	+43	—	+14	0		+18	+26	+41	-3+ Δ	—	-15+ Δ	-15
140	160	+520	+280	+210																
160	180	+580	+310	+230	—	+170	+100	—	+50	—	+15	0		+22	+30	+47	-4+ Δ	—	-17+ Δ	-17
180	200	+660	+340	+240																
200	225	+740	+380	+260	—	+190	+110	—	+56	—	+17	0	+25	+36	+55	-4+ Δ	—	-20+ Δ	-20	
225	250	+820	+420	+280																
250	280	+920	+480	+300	—	+210	+125	—	+62	—	+18	0	+29	+39	+60	-4+ Δ	—	-21+ Δ	-21	
280	315	+1050	+540	+330																
315	355	+1200	+600	+360	—	+230	+135	—	+68	—	+20	0	+33	+43	+66	-5+ Δ	—	-23+ Δ	-23	
355	400	+1350	+680	+400																
400	450	+1500	+760	+440	—	+230	+135	—	+68	—	+20	0	+33	+43	+66	-5+ Δ	—	-23+ Δ	-23	
450	500	+1650	+840	+480																

注：① 基本尺寸小于或等于 1 mm 时，各级的 A 和 B 均不采用。

② 对于小于或等于 IT8 的 K、M、N 和小于或等于 IT7 的 P 至 ZC，所需 Δ 值从表中右栏选取。

(d ≤ 500 mm) (GB/T 1800.3—1998)

上偏差 ei

N	P到ZC	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z	ZA	ZB	ZC	Δ ²						
等 级																				
≤8	>8	≤7级	>7级											3	4	5	6	7	8	
-4	-4	在大于7级的相应数值上增加一个Δ值	-6	-10	-14	-	-18	-	-20	-	-26	-32	-40	-60	0					
-8+ Δ	0		-12	-15	-19	-	-23	-	-28	-	-35	-42	-50	-80	1	1.5	1	3	4	6
-10+ Δ	0		-15	-19	-23	-	-28	-	-34	-	-42	-52	-67	-97	1	1.5	2	3	6	7
-12+ Δ	0		-18	-23	-28	-	-33	-	-40	-	-50	-64	-90	-130	1	2	3	3	7	9
-15+ Δ	0		-22	-28	-35	-	-41	-47	-54	-63	-73	-98	-136	-188	1.5	2	3	4	8	12
-17+ Δ	0		-26	-34	-43	-	-48	-60	-68	-80	-94	-112	-148	-200	1.5	3	4	5	9	14
-20+ Δ	0		-32	-41	-53	-66	-87	-102	-122	-144	-172	-226	-300	-405	2	3	5	6	11	16
-23+ Δ	0		-37	-43	-59	-75	-102	-120	-146	-174	-210	-274	-360	-480	2	4	5	7	13	19
-27+ Δ	0		-43	-51	-71	-91	-124	-146	-178	-214	-258	-335	-445	-585	3	4	6	7	15	23
-31+ Δ	0		-50	-54	-79	-104	-144	-172	-210	-254	-310	-400	-525	-690	3	4	6	7	15	23
-34+ Δ	0		-56	-63	-92	-122	-170	-202	-248	-300	-365	-470	-620	-800	3	4	6	7	15	23
-37+ Δ	0		-62	-65	-100	-134	-190	-228	-280	-340	-415	-535	-700	-900	4	4	7	9	20	29
-40+ Δ	0		-68	-68	-108	-146	-210	-252	-310	-380	-465	-600	-780	-1000	4	4	7	9	20	29
-44+ Δ	0		-74	-77	-122	-166	-236	-284	-350	-425	-520	-670	-880	-1150	4	5	7	11	21	32
-48+ Δ	0		-80	-84	-130	-180	-258	-310	-385	-470	-575	-740	-960	-1250	5	5	7	13	23	34
-52+ Δ	0		-84	-84	-140	-196	-284	-340	-425	-520	-640	-820	-1050	-1350	5	5	7	13	23	34
-56+ Δ	0		-94	-98	-158	-218	-315	-385	-475	-580	-710	-920	-1200	-1500	5	5	7	13	23	34
-60+ Δ	0		-98	-98	-170	-240	-350	-425	-525	-650	-790	-1000	-1300	-1700	5	5	7	13	23	34
-64+ Δ	0		-108	-114	-190	-268	-390	-475	-590	-730	-900	-1150	-1500	-1900	5	5	7	13	23	34
-68+ Δ	0		-114	-114	-208	-294	-435	-530	-660	-820	-1000	-1300	-1650	-2100	5	5	7	13	23	34
-72+ Δ	0		-126	-132	-232	-330	-490	-595	-740	-920	-1100	-1450	-1850	-2400	5	5	7	13	23	34
-76+ Δ	0		-132	-132	-252	-360	-540	-660	-820	-1000	-1250	-1600	-2100	-2600	5	5	7	13	23	34

字高度应小于基本尺寸数字高度,且小数点对齐,小数点后的尾数相同;若某一偏差为零时,数字“0”不能省略,必须标出,并与另一偏差的整数个位对齐书写,见图 2.15(b)。当上、下偏差绝对值相同符号相反时,偏差只需注写一次,并在偏差与基本尺寸之间注出符号“±”,其高度应和基本尺寸数字高度相同,见图 2.15(d)。

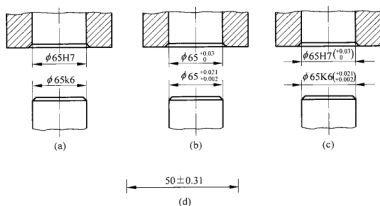


图 2.15 零件图上公差带与配合的标注

(3) 在基本尺寸后标注所要求的公差带和相对应的偏差值。当同时标注公差带代号和相对应的极限偏差时,极限偏差注在公差带代号后面并加上圆括号,见图 2.15(c)。

2.4.3 配合在装配图中的标注

(1) 在装配图中标注线性尺寸的配合代号时,必须用分数形式标出,基本尺寸后标注孔、轴公差带,分子为孔的公差带,分母为轴的公差带,如图 2.16(a),必要时允许按图 2.16(b)、(c)形式标注。

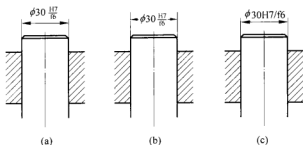


图 2.16 装配图中公差带与配合的标注(一)

(2) 在装配图中标注相配零件的极限偏差时,一般应将孔的基本尺寸和极限偏差注写在尺寸线的上方,轴的基本尺寸和极限偏差注写在尺寸线的下方,见图 2.17(a),也允许按图 2.17(b)的形式标注。

(3) 标注标准件、外购件与零件(孔或轴)的配合代号时,可以仅标注相配零件的公差带代号,见图 2.17(c)。

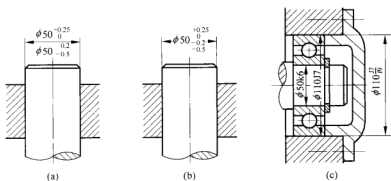


图 2.17 装配图中公差带与配合的标注(二)

2.5 一般、常用和优先的公差带与配合

2.5.1 一般、常用和优先的公差带

(1) 基本尺寸 ≤ 500 mm 的孔的公差带如图 2.18 所示,相应的极限偏差见表 2.6。选择时,应优先选用圆圈中的公差带(优先用公差带 13 种);其次,选用方框中的公差带(常用公差带 31 种);最后选用其他的公差带(一般公差带 61 种)。GB/T 1801—1999 规定的孔公差带共 105 种。

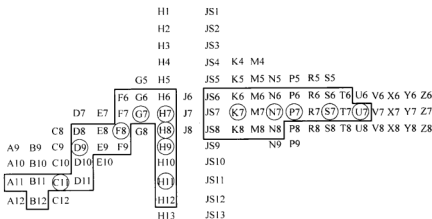


图 2.18 一般、常用和优先孔公差带(GB/T 1801—1999)

(2) 基本尺寸 ≤ 500 mm 的轴的公差带如图 2.19 所示,相应的极限偏差见表 2.5。选择时,应优先选用圆圈中的公差带(优先用公差带 13 种);其次,选用方框中的公差带(常用公差带 46 种);最后选用其他的公差带(一般公差带 57 种)。GB/T 1801—1999 规定的轴公差带共 116 种。

2.5.2 常用和优先配合

任意一对孔、轴公差带都可以构成配合,为了简化公差配合的种类,减少定值刀、量具和

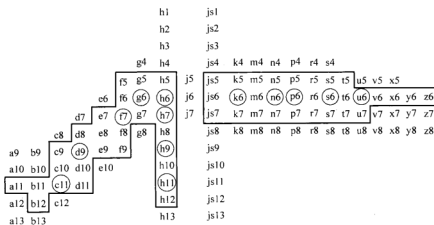


图 2.19 一般、常用和优先轴公差带(GB/T 1801—1999)

工艺装备的品种及规格,国家标准在尺寸 ≤ 500 mm 的范围内,规定了基孔制和基轴制的优先配合(基孔制、基轴制各 13 种)和常用配合(基孔制 59 种,基轴制 47 种)。

必须注意到,在表 2.7 中,当轴的标准公差小于或等于 IT7 级时,是与低一级的孔相配合的;大于或等于 IT8 级时,与同级基准孔相配。表 2.8 中,当孔的标准公差小于 IT8 或一部分等于 IT8 级时,是与高一级的轴相配合的,其余是孔轴同级配合

表 2.7 基孔制常用和优先配合(摘自 GB/T 1801—1999)

基准孔	轴																				
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z
	间隙配合								过渡配合				过盈配合								
H6						H6/f5	H6/g5	H6/h5	H6/js5	H6/k5	H6/m5	H6/n5	H6/p5	H6/r5	H6/s5	H6/t5					
H7						H7/f6	H7/g6	H7/h6	H7/js6	H7/k6	H7/m6	H7/n6	H7/p6	H7/r6	H7/s6	H7/t6	H7/u6	H7/v6	H7/x6	H7/y6	H7/z6
H8					H8/e7	H8/f7	H8/g7	H8/h7	H8/js7	H8/k7	H8/m7	H8/n7	H8/p7	H8/r7	H8/s7	H8/t7	H8/u7				
				H8/d8	H8/e8	H8/f8		H8/h8													
H9			H9/c9	H9/d9	H9/e9	H9/f9		H9/h9													
H10			H10/c10	H10/d10				H10/h10													
H11	H11/a11	H11/b11	H11/c11	H11/d11				H11/h11													
H12		H12/b12						H12/h12													

注: ① $\frac{H6}{n5}$ 、 $\frac{H7}{p6}$ 在基本尺寸小于或等于 3mm 和 $\frac{H8}{r7}$ 在基本尺寸小于或等于 100 mm 时,为过渡配合。

② 带▼的配合为优先配合。

表 2.8 基轴制常用和优先配合(摘自 GB/T 1801—1999)

基准轴	孔																				
	A	B	C	D	E	F	G	H	JS	K	M	N	P	R	S	T	U	V	X	Y	Z
	间隙配合								过渡配合				过盈配合								
h5						F6 h5	G6 h5	H6 h5	JS6 h5	K6 h5	M6 h5	N6 h5	P6 h5	R6 h5	S6 h5	T6 h5					
h6						F7 h6	G7 h6	H7 h6	JS7 h6	K7 h6	M7 h6	N7 h6	P7 h6	R7 h6	S7 h6	T7 h6	U7 h6				
h7					E8 h7	F8 h7		H8 h7	JS8 h7	K8 h7	M8 h7	N8 h7									
h8				D8 h8	E8 h8	F8 h8		H8 h8													
h9				D9 h9	E9 h9	F9 h9		H9 h9													
h10				D10 h10				H10 h10													
h11	A11 h11	B11 h11	C11 h11	D11 h11				H11 h11													
h12		B12 h12						H12 h12													

注：带▼的配合为优先配合。

2.6 线性尺寸的一般公差

2.6.1 一般公差的概念

一般公差是指在车间普通加工工艺条件下,加工设备可以保证的公差,是机床设备在正常操作情况下可以达到的加工精度。一般公差等级的公差数值符合通常的车间精度,主要用于较低精度的非配合尺寸。例如,零件图中未注公差的尺寸通常均按一般公差来处理。

采用一般公差的尺寸,在车间正常生产能保证的条件下,一般可不检验,而主要由工艺设备和加工者自行控制。应用一般公差可简化制图,节省图样设计时间,明确可由一般工艺水平保证的尺寸,突出图样上标注出公差的尺寸。

2.6.2 线性尺寸的一般公差

国家标准 GB/T 1804—2000《一般公差 未注公差的线性尺寸和角度尺寸的公差》规定了线性尺寸的一般公差等级和极限偏差数值,如表 2.9 所列。由表可见,线性尺寸的一般公差分为 4 个等级: f(精密级)、m(中等级)、c(粗糙级)和 v(最粗级),在基本尺寸 0.5~4000 mm 范围内分为 8 个尺寸段。各公差等级和尺寸分段内的极限偏差数值为对称分布,即上、下偏差大小相等,符号相反。

表 2.9 线性尺寸的一般公差等级和极限偏差数值

公差等级	尺 寸 分 段						
	0.5~3	>3~6	>6~30	>30~120	>120~400	>400~900	>900~2000
f(精密级)	±0.05	±0.05	±0.1	±0.15	±0.2	±0.3	±0.5
m(中等级)	±0.1	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2
c(粗糙级)	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	±2	±3
v(最粗级)	—	±0.5	±1	±1.5	±2.5	±4	±6

线性尺寸的未注公差,应该根据产品的精度要求和车间的加工条件,从表 2.9 规定的公差等级中选取,并在图样上、技术文件或标准中,用本标准号和公差等级符号表示。例如,某零件上线性尺寸未注公差选用“中等级”时,应在零件图的技术要求中作如下说明:“线性尺寸的未注公差为 GB/T 1804—m”。

2.7 极限与配合的选用

极限与配合的选择是机械设计和制造中的重要环节,对提高产品性能、质量、降低成本起着重要作用。公差与配合的选择就是选择基准制、公差等级、配合种类,实际中三者有有机联系,选择原则是在满足使用要求的前提下能获得最佳经济效益。

极限与配合的选择方法,有类比法、计算法和试验法三种。计算法具有良好的理论性、科学性和较高的可靠性;试验法选择配合,可靠性很高,但成本也高;类比法是根据调查研究生产经验和技术资料,分析对比,进行极限与配合的选择,是目前生产中比较常见的极限与配合的选择方法。

2.7.1 配合基准制的选择

基孔制和基轴制是两种平行的配合制,基孔制配合能满足要求的,用同一偏差代号按基轴制形成的配合,也能满足使用要求。如: H7/k6 与 K7/h6 的配合性质基本相同,称为同名配合。所以,配合制的选择与功能要求无关,主要考虑加工的经济性和结构的合理性。

1. 一般情况下应优先选用基孔制

选用基孔制便于减少孔用刀具和量具的数目。对应用最广泛的中小直径尺寸的孔,通常采用定尺寸刀具(如钻头、铰刀、拉刀等)加工和定尺寸量具(如塞规、心轴等)检验。而轴的加工中不存在这类问题,因此,采用基孔制可大大减少定值刀具、量具,有利于生产降低成本。一种规格的定尺寸刀具和量具,只能满足一种孔公差带的需要;同一基本尺寸的孔若改变极限尺寸,则必须改变定值刀具和量具。

2. 下列条件下选用基轴制

(1) 冷拔钢材是按基准轴的公差带制造的,其公差等级为 IT8~IT11,冷拔钢材可直接作轴而不用进行机械加工,采用基轴制,可选择不同的孔公差带位置来实现各种配合。这种

情况主要应用在农业机械和纺织机械中。

(2) 加工尺寸小于 1 mm 的精密轴比同级孔要困难,因此在仪器制造、钟表生产、无线电工程中,常使用经过光轧成形的钢丝直接做轴,这时采用基轴制较经济。

(3) 根据结构上的需要,在同一基本尺寸的轴上装配有不同配合要求的几个孔件时应采用基轴制。例如,发动机的活塞杆与连杆铜套孔和活塞孔之间的配合如图 2.20(a)所示。根据工作需要及装配性,活塞销轴与活塞孔采用过渡配合,而与连杆铜套孔采用间隙配合。若采用基孔制配合,如图 2.20(b)所示,销轴将做成阶梯状。而采用基轴制配合,如图 2.20(c)所示,销轴可做光轴。这种选择既有利于轴的加工,又便于装配。

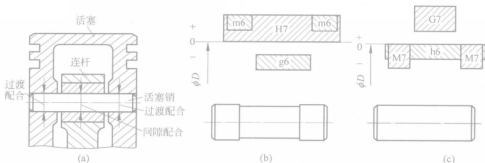


图 2.20 基轴制配合选择示例(一)

(4) 与标准件配合时必须按标准件选择基准制。如平键、半圆键等键连接,由于键是标准件,键与键槽的配合应采用基轴制;滚动轴承外圈与箱体孔的配合应采用基轴制,滚动轴承内圈与轴的配合应采用基孔制。如图 2.21 所示,选择箱体孔的公差带为 J7,选择轴颈的公差带为 k6。

3. 非基准制配合的采用

在实际生产中,由于结构或某些特殊的需要,允许采用非配合制配合,即非基准孔和非基准轴配合,如当机构中出现一个非基准孔(轴)和两个以上的轴(孔)配合时,其中肯定会有一个非配合制配合。如图 2.21 所示,箱体孔与滚动轴承和轴承端盖的配合。由于滚动轴承是标准件,它与箱体孔的配合选用基轴制配合,箱体孔的公差带代号为 J7,箱体孔与端盖的配合可选低精度的间隙配合 J7/f9,既便于拆卸又能保证轴承的轴向定位,也有利于降低成本。

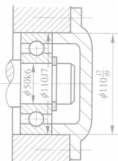


图 2.21 基轴制配合选择示例(二)

2.7.2 公差等级的选择

公差等级选择的实质就是尺寸制造精度的确定,解决零部件使用要求与制造工艺及成本之间的矛盾。由于尺寸的精度与加工的难易程度、加工的成本和零件的工作质量有关,公差等级越高,合格尺寸的大小越趋一致,配合精度就越高,但加工的成本也就越高。选择公差等级的基本原则是:在满足使用要求的前提下,尽可能选择较低的公差等级。

公差等级的选择方法通常采用类比法,参照类似的机构、工作条件和使用要求的经验资

料,进行对比选用。选择时应考虑以下几个方面:

(1) 应满足工艺等价原则。相配合的孔、轴加工难易程度应相同,对于基本尺寸 ≤ 500 mm有较高公差等级的配合,因孔比同级轴难加工,当标准公差 $\leq IT8$ 时,国标推荐孔比轴低一级相配合,使孔、轴的加工难易程度相同。但对 $IT8$ 级或基本尺寸 > 500 mm的配合,因孔的测量精度比轴容易保证,推荐采用孔、轴同级配合。

(2) 公差等级的应用范围,如表 2.10 所示;配合尺寸公差等级的应用如表 2.11 所示。

表 2.10 公差等级的应用范围

应 用	公 差 等 级 (IT)																			
	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
量块	—	—	—																	
量规			—	—	—	—	—	—	—											
特精件配合				—	—	—	—													
一般配合							—	—	—	—	—	—	—	—						
原材料公差										—	—	—	—	—	—	—				
未注公差尺寸														—	—	—	—	—	—	—

表 2.11 配合尺寸公差等级的应用

公差等级	重 要 处		常 用 处		次 要 处	
	孔	轴	孔	轴	孔	轴
精密机械	IT4	IT4	IT5	IT5	IT7	IT6
一般机械	IT5	IT5	IT7	IT6	IT8	IT9
较粗机械	IT7	IT6	IT8	IT9	IT10~IT12	

(3) 各种加工方法能够达到的公差等级,如表 2.12 所示,可供选择时参考。

表 2.12 加工方法能够达到的公差等级

[illegible]

续表

加工方法 \ 公差等级	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
精车精镗																				
粗车																				
粗镗																				
铣																				
刨、插																				
钻削																				
冲压																				
滚压、挤压																				
锻造																				
砂型铸造																				
金属型铸造																				
气割																				

(4) 相配零件或部件精度要匹配。如与滚动轴承相配合的轴和孔的公差等级与轴承的精度有关,再如与齿轮相配合的轴,其配合部位的公差等级直接受齿轮的精度影响。

(5) 过盈、过渡配合的公差等级不能太低,一般孔的标准公差 $\leq IT8$,轴的标准公差 $\leq IT7$ 。间隙配合则不受此限制,但间隙小的配合,公差等级应较高;而间隙大的配合,公差等级可以低些。例如,选用 H6/g5 和 H11/a11 是可以的,而选用 H11/g11 和 H6/a5 则不合适。

(6) 在非基准制配合中,有的零件精度要求不高,可与相配合零件的公差等级差 2~3 级,如图 2.21 箱体孔与轴承端盖的配合。

2.7.3 选择配合的一般原则

基准制和公差等级的选择,确定了基准孔或基准轴的公差带及相对应的非基准轴或非基准孔的公差带的大小,因此,配合的选择就是确定非基准轴或非基准孔的公差带位置,实际上就是选择非基准轴或非基准孔的基本偏差代号。

选择配合包括类别的选择和非基准件基本偏差代号的确定。设计时,可用类比法,应尽可能地选用优先配合,其次是常用配合。如果优先和常用配合不能满足要求时,可选标准推荐的一般用途的孔、轴公差带,按使用要求组成需要的配合。

1. 根据使用要求确定配合的类别

配合的选择首先要确定配合的类别。选择时,应根据具体的使用要求确定是间隙配合还是过渡或过盈配合。例如:孔、轴有相对运动(转动或移动)要求,必须选择间隙配合;若孔、轴间无相对运动要求,应根据具体工作条件的不同确定过盈、过渡甚至间隙配合。表 2.13 给出了配合类别选择的大体方向。

表 2.13 配合类别选择的大体方向

无相对运动	要传递转矩	永久结合		较大过盈的过盈配合
		可拆结合	要精确同轴	轻型过盈配合、过渡配合或基本偏差为 H(h) 的间隙配合加紧固件
			不要精确同轴	间隙配合加紧固件
	不需要传递转矩,要精确同轴			过渡配合或轻的过盈配合
有相对运动	只有移动			基本偏差为 H(h)、G(g) 等间隙配合
	转动或转动和移动的复合运动			基本偏差 A~F(a~f) 等间隙配合

2. 基本偏差(配合)选择的基本方法

(1) 计算法: 就是根据理论公式, 计算出使用要求的间隙或过盈大小来选定配合的方法。对依靠过盈来传递运动和负载的过盈配合, 可根据弹性变形理论公式, 计算出能保证传递一定负载所需要的最小过盈和不使工件损坏的最大过盈。由于影响间隙和过盈的因素很多, 理论的计算也是近似的, 所以在实际应用中还需经过试验来确定, 一般情况下, 很少使用计算法。

(2) 试验法: 就是用试验的方法确定满足产品工作性能的间隙或过盈范围。该方法主要用于对产品性能影响大而又缺乏经验的场合。试验法比较可靠, 但周期长、成本高, 应用也较少。

(3) 类比法: 就是参照同类型机器或机构中经过生产实践验证的配合的实例, 再结合所设计产品的使用要求和应用条件来确定配合。该方法应用最广。

3. 用类比法选择配合时应考虑的因素

首先要掌握各种配合的特征和应用场合, 尤其是对国家标准所规定的优先配合要熟悉, 同时要对产品的技术要求、工作条件及生产条件进行全面分析, 考虑结合处的相对运动状态、载荷、温度、材料的力学性能对间隙或过盈的影响, 不断积累经验, 选出合适的配合种类。表 2.14 是轴的基本偏差选用说明和应用。表 2.15、表 2.16 为过盈配合与过渡配合的选用与说明。

表 2.14 轴的基本偏差选用说明和应用

配合类别	配合特性	基本偏差	特点及应用
间隙配合	特大间隙	a、b	用于高温、热变形大的场合, 如活塞与缸套 H9/a9
	很大间隙	c	用于受力变形大、装配工艺性差、高温动配合等场合, 如内燃机排气阀杆与导管配合为 H8/c7
	较大间隙	d	用于较松的间隙配合, 如滑轮与轴 H9/d9; 大尺寸滑动轴承与轴的配合, 如轧钢机等重型机械
	一般间隙	e	用于大跨距、多支点、高速重载大尺寸等轴与轴承的配合, 如大型电机、内燃机的主要轴承配合处 H8/e7
	一般间隙	f	用于一般传动的配合, 如齿轮箱、小电机、泵等转轴与滑动轴承的配合 H7/f6
	较小间隙	g	用于轻载精密滑动零件, 或缓慢间隙回转零件间的配合, 如插销的定位、滑阀、连杆销、钻套孔等处的配合
	很小间隙	h	用于不同精度要求的一般定位件的配合, 缓慢移动和摆动零件间的配合, 如车床尾座孔与滑动套的配合 H6/h5

表 2.15 过盈配合的选用说明

过盈程度 选择根据	较小或小的过盈	中等与大的过盈	很大与特大的过盈
传递扭矩的大小	加紧固件传递一定的扭矩与轴向力,属轻型过盈配合。不加紧固件可用于准确定心仅传递小扭矩,需轴向定位	不加紧固件可传递较小的扭矩与轴向力,属中型过盈配合	不加紧固件可传递大的扭矩与轴向力、特大扭矩和动载荷,属重型、特重型过盈配合
装卸情况	用于需要拆卸时,装入时使用压入机	用于很少拆卸时	用于不拆卸时,一般不推荐使用。对于特重型过盈配合(后三种)需经试验才能应用
应选择的基本偏差	p(P)、r(R)	s(S)、t(T)	u(U)、v(V)、x(X)、y(Y)、z(Z)
应用	卷扬机绳轮与齿圈的配合 H7/p6	联轴节与轴的配合 H7/t6	火车轮毂与轴的配合 H6/u5

表 2.16 过渡配合的选用说明

过盈、隙情况 选择根据	过盈率很小,稍有平均间隙	过盈率中等,平均过盈接近为零	过盈率较大平均过盈较小	过盈率大,平均过盈稍大
定心要求	要求较好定心时	要求定心精度较高时	要求精密定心时	要求更精密定心时
装配与拆卸情况	木槌装配,拆卸方便	木槌装配,拆卸比较方便	最大过盈时需相当的压入力,可以拆卸	用锤或压力机装配,拆卸较困难
应选择的基本偏差	js(JS)	k(K)	m(M)	n(N)

用类比法选择配合时必须考虑的一些因素如下。

(1) 受载情况:若载荷较大,对过盈配合过盈量要增大;对间隙配合要减小间隙;对过渡配合要选用过盈率大的过渡配合。

(2) 拆装情况:经常拆装的孔和轴的配合比不常拆装的配合要松些。有时零件虽然不经常拆装,但受结构限制装配困难的配合,也要选松一些的配合。

(3) 配合件的结合长度和形位误差:若零件上有配合要求的部位结合面较长时,由于受形位误差的影响,实际形成的配合比结合面短的配合要紧些,所以在选择配合时应适当减小过盈或增大间隙。

(4) 配合件的材料:当配合件中有一件是铜或铝等塑性材料时,考虑到它们容易变形,选择配合时应当适当增大过盈或减小间隙。

(5) 温度的影响:当装配温度与工作温度相差较大时,要考虑热变形的影响。

(6) 装配变形的影响:主要针对一些薄壁零件的装配。如图 2.22 所示,由于套筒外表面与机座孔的装配会产生较大过盈,当套筒压入机座孔后套筒内孔会收缩,使内孔变小,这样就满足不了 $\phi 60H7/f6$ 的使用要求。在选择套筒内孔与轴的配合时,此变形量应给予考虑。

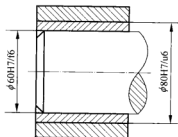


图 2.22 具有装配变形的结构

具体办法有：一是将内孔做大一些（如按 $\phi 60G7$ 进行加工）以补偿装配变形；二是用工艺措施来保证，将套筒压入机座孔后，再按 $\phi 60H7$ 加工套筒内孔。

(7) 生产类型：选择装配时，应考虑生产类型（批量）的影响。在大批量生产时，多用调整法加工，加工后尺寸通常按正态分布。而单件小批量生产时，多用试切法加工，孔加工后尺寸多偏向孔的最小极限尺寸，轴加工后尺寸多偏向轴的最大极限尺寸，即遵循偏态分布。

4. 已知配合的极限盈、隙时，基本偏差的确定方法

若通过计算或经验已知配合的极限盈、隙时，可通过计算、查表确定基本偏差代号，计算公式见表 2.17。

表 2.17 查表法确定基本偏差代号的计算公式

间隙配合	可按 X_{\min} 来选择基本偏差代号	对基孔制间隙配合有 $es \leq -X_{\min}$ 对基轴制间隙配合有 $EI \geq +X_{\min}$
过渡配合	可按 X_{\max} 来选择基本偏差代号	对基孔制过渡配合 $T_h - ei \leq X_{\max}$ 对基轴制过渡配合有 $ES - (-T_s) \leq X_{\max}$
过盈配合	可分别按 Y_{\min} 来选择基本偏差代号	基孔制过盈配合有 $T_h - ei \leq Y_{\min}$ 对基轴制过盈配合有 $ES - (-T_s) \leq Y_{\min}$

计算出基本偏差后，查表确定接近使用要求的基本偏差代号。基本偏差代号确定后，验算极限盈、隙是否满足要求。

【例 2.5】 几何精度设计实例：孔、轴配合的基本尺寸为 $\phi 30$ mm，要求配合间隙为 $+0.020 \sim +0.055$ mm，试确定孔和轴的公差等级和配合种类。

解：(1) 选择基准制

本例无特殊要求，选用基孔制。孔的基本偏差代号为 H， $EI = 0$ 。

(2) 确定公差等级

根据使用要求，其配合公差为

$$T_i = |X_{\max} - X_{\min}| = T_h + T_s = +0.055 - (+0.020) = 0.035 \mu\text{m}$$

假设孔、轴同级配合，则 $T_h = T_s = T_i/2 = 17.5 \mu\text{m}$ 。从表 2.1 查得：孔和轴公差等级介于 IT6 和 IT7 之间。

根据工艺等价原则，在 IT6 和 IT7 的公差等级范围内，孔应比轴低一个公差等级，故选孔为 IT7， $T_h = 21 \mu\text{m}$ ，轴为 IT6， $T_s = 13 \mu\text{m}$ 。

配合公差为

$$T_i = T_h + T_s = IT7 + IT6 = 0.021 + 0.013 = 0.034 < 0.035 \text{ mm}$$

满足使用要求。

(3) 选择配合种类

根据使用要求，本例为间隙配合，采用基孔制配合，孔的基本偏差代号为 H7，孔的极限偏差为

$$EI = 0$$

$$ES = EI + T_h = 0 + 0.021 = +21 \mu\text{m}$$

孔的公差代号为 $\phi 30H7$ 。

根据 $X_{\min} = EI - es$, 得 $es = -X_{\min} = -20 \mu\text{m}$, 而 es 为轴的基本偏差, 从表 2.5 中查得轴的基本偏差代号为 f , 即轴的公差带为 $f6$ 。

$ei = es - T_s = -0.020 - (+0.013) = -33 \mu\text{m}$, 得轴的公差带代号为 $\phi 30f6$ 。

选择的配合为 $\phi 30H7/f6$ 。

(4) 验算设计结果

$\phi 30H7/f6$: $X_{\max} = ES - ei = +0.021 - (-0.033) = +54 \mu\text{m}$

$X_{\min} = EI - es = 0 - (-0.020) = +20 \mu\text{m}$

它们分别小于要求的最大间隙 ($+55 \mu\text{m}$) 和等于要求的最小间隙 ($+20 \mu\text{m}$), 因此, 设计结果满足使用要求, 本例选定的配合为 $\phi 30 \frac{H7 (+0.021)}{f6 (-0.033)}$, 尺寸公差带图如图 2.23 所示。

实际应用时, 计算出的公差值和极限偏差数值不一定与表中的数据正好一致。应按照实际的精度要求, 适当选择。

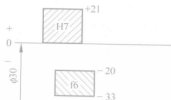


图 2.23 尺寸公差带图

复习与思考

- 什么是极限尺寸? 什么是实际尺寸? 两者关系如何?
- 什么是标准公差? 什么是基本偏差? 两者各自的作用是什么?
- 尺寸公差与偏差有何区别和联系?
- 什么是配合? 当基本尺寸相同时, 如何判断孔轴配合性质的异同?
- 什么是配合制? 国家标准中规定了几种配合制? 如何正确选择配合制及基准制转换?
- 什么叫做未注公差尺寸? 这一规定适用于什么条件? 其公差等级和基本偏差是如何规定的?
- 选用标准公差等级的原则是什么? 公差等级是否越高越好?
- 查表确定下列公差带的极限偏差。

(1) $\phi 25f7$	(2) $\phi 60d8$	(3) $\phi 50k6$	(4) $\phi 40m5$
(5) $\phi 50D9$	(6) $\phi 40P7$	(7) $\phi 30M7$	(8) $\phi 80JS8$
- 查表确定下列各尺寸的公差带的代号。

(1) 轴 $\phi 18_{-0.011}^0$	(2) 孔 $\phi 120_{+0.087}^{+0.075}$	(3) 轴 $\phi 50_{-0.075}^{-0.059}$	(4) 孔 $\phi 65_{-0.041}^{+0.005}$
----------------------------	------------------------------------	-----------------------------------	-----------------------------------
- 某配合的基本尺寸为 $\phi 25 \text{ mm}$, 要求配合的最大间隙为 $+0.013 \text{ mm}$, 最大过盈为 -0.021 mm 。试确定孔、轴公差等级, 选择适当的配合 (写出代号) 并绘制公差带图。

形状和位置公差

形状和位置公差简称为形位公差,它是针对构成零件几何特征的点、线、面的几何形状和相互位置的误差所规定的公差。

3.1 概 述

零件在加工过程中,由于工件、刀具、夹具及工艺操作等因素的影响,会使被加工零件的各几何要素产生一定的形状误差和位置误差,如在车削圆柱表面时,刀具的运动轨迹若与工件的旋转轴线不平行,会使完工零件表面产生圆柱度误差;铣轴上的键槽时,若铣刀杆轴线的运动轨迹相对于零件的轴线有偏离或倾斜,则会使加工出的键槽产生对称度误差等。

几何要素的形位误差会直接影响机械产品的工作精度、运动平稳性、密封性、耐磨性、使用寿命和可装配性等。因此,为了满足零件的使用要求,保证零件的互换性和制造经济性,在设计时应应对零件的形位误差给予必要而合理的限制,即应对零件规定形状和位置公差。

近年来根据科学技术和经济发展的需要,我国形位公差国家标准按照与国际标准接轨的原则,进行了几次修订,目前推荐使用的标准为:GB/T 1182—1996《形状和位置公差 通则、定义、符号和图样表示法》;GB/T 1184—1996《形状和位置公差 未注公差值》;GB/T 4249—1996《公差原则》;GB/T 16671—1996《形状和位置公差 最大实体要求、最小实体要求和可逆要求》;GB/T 1958—2004《形状和位置公差 检测规定》。

3.1.1 形位公差的研究对象

零件不论其结构特征如何,都是由一些简单的点、线、面组合而成,构成零件几何特征的

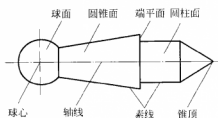


图 3.1 零件的几何要素

点、线、面统称为几何要素(简称要素)。形状是一个要素本身所处的状态,位置则是指两个以上要素之间所形成的方位关系。各种零件尽管几何特征不同,但都是由称为几何要素的点、线、面所组成,如图 3.1 所示。

形位公差的研究对象是构成零件几何特征的点、线、面等几何要素。零件的几何要素可按

不同的方式来分类。

1. 按存在的状态分类

(1) 理想要素：具有几何意义的要素，即指几何的点、线、面。理想要素为理论正确的要素，不存在任何误差。

(2) 实际要素：零件上实际存在的要素，通常用测得的要素代替实际要素。由于测量误差的影响，实际要素的真实状况是无法显示的，因而包含有测量误差的测得要素并不是加工制造零件上的实际要素。

2. 按所处的地位分类

(1) 被测要素：即在图样上给出了形状或(和)位置公差要求的要素。

(2) 基准要素：用于确定被测要素方向或(和)位置的要素。理想基准要素简称为基准。

3. 按几何特征分类

(1) 轮廓要素：构成零件表面上的面或线。

(2) 中心要素：从一个或多个轮廓要素上获取的中心点、中心线或中心面。

4. 按功能关系分类

(1) 单一要素：仅对被测要素本身给出形状公差要求，如一个点、一个圆柱面、一个平面、一条轴线等。







(2) 关联要素：与零件上其他要素有功能关系的要素。所谓功能关系，就是指要素之间某种确定的方向和位置关系(如垂直、平行、对称、同轴等)。

3.1.2 形位公差的特征项目及符号

GB/T 1182—1996 采用的形位公差特征项目有 14 个，其中形状公差有 4 个项目，它们无基准要求；形状或位置公差有 2 个项目，无基准要求的线、面轮廓度公差为形状公差，有基准要求的线、面轮廓度公差为位置公差；位置公差有 8 个项目，它们在大多数情况下有基准要求，位置公差又分为定向公差(3 个项目)、定位公差(3 个项目)及跳动公差(2 个项目)。

形位公差的每个项目都规定了专门的符号，详见表 3.1。

表 3.1 形位公差符号(摘自 GB/T 1182—1996)

公差	特征	符号	有无基准	公差	特征	符号	有无基准
形状	形状	直线度	—	定向	平行度	//	有
		平面度			垂直度	⊥	有
		圆度	○		倾斜度	∠	有
		圆柱度			位置度	⊕	有或无
形状或位置	轮廓	线轮廓度		定位	同轴度	⊙	有
		面轮廓度			对称度	≡	有
				跳动	圆跳动		有
					全跳动		有

3.1.3 基准和基准体系

1. 基准的概念

基准是与被测要素有关且用来确定其几何位置关系的一个几何理想要素(如轴线、直线、平面等),可由零件上的一个或多个要素构成。

基准是确定被测要素的方向、位置的参考对象。设计时,在图样上标出的基准一般分为3种。

1) 单一基准

单一基准又称为单一基准要素,是由单个要素构成、作为单一基准使用的要素。单一基准可以是一个平面、一条中心线或一条轴线。如图3.2所示为由一个平面要素建立的基准。

2) 组合基准

由两个或两个以上同类要素所建立的独立基准,称为组合基准,也称为公共基准。组合基准为这些实际要素所共有的理想轴线或理想平面,是作为单一基准使用的一组独立要素。如图3.3所示,公共基准轴线A-B是由两个直径为 ϕd_1 的圆柱面轴线所建立的,它应当是包含两条实际轴线的理想圆柱的轴线。

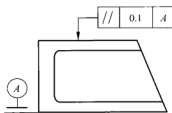


图 3.2 单一基准

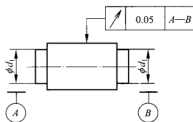


图 3.3 组合基准

3) 三基面体系

由三个互相垂直的基准平面所组成的基准体系,称为三基面体系。三基面体系的三个平面,是确定和测量零件上各要素几何关系的起点。如图3.4所示,A、B和C三个平面互相垂直,分别被称做第一、第二和第三基准平面,每两个基准面的交线构成基准轴线,三轴线的交点构成基准点,由此可见,单一基准或基准轴线均可从三基面体系中得到。应用三基面体系标注图样时,要特别注意基准的顺序,应根据零件的功能要求来确定零件的基准数量和顺序。

2. 基准代号

基准用大写字母表示。为不致引起误解,国家标准 GB/T 1182—1996 规定基准字母禁用下列9个字母:E、I、J、M、O、P、L、R、F。基准字母一般不许与图样中任何向视图的字母相同。

基准代号由带圆圈的大写字母(基准字母)与细实线连线和粗的短横线(基准符号)相连而组成。如图3.5所示,连线方向应是圆圈的径向,粗的短横线的长度一般等于小圆的直径,连线应画在粗的短横线中间,长度一般等于小圆的直径,小圆的直径为2倍字高。基准符号引向基准要素时,应靠近基准要素的可见轮廓线或轮廓线的延长线(相距约为1mm),

并且无论基准代号的方向如何,字母都应水平书写,同时将基准字母填写在相应被测要素的位置公差框格内。

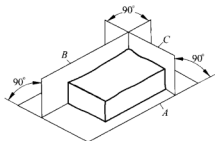


图 3.4 三基面体系



图 3.5 基准代号

3.1.4 形位公差带的概念

形位公差是实际被测要素对图样上给定的理想形状、理想位置的允许变动量,包括形状公差和位置公差。形状公差是指单一被测要素对其理想要素的允许变动量;位置公差是指实际关联要素相对于基准位置所允许的变动量。

由此,我们可知,研究形位公差的一个重要问题是如何限制实际要素的变动范围。由于实际要素在空间占据一定形状、位置和大小,必须用具有一定形状、大小、方向和位置的各种空间或平面区域来限制它。

形位公差带用于限制实际要素形状和位置变动的区域,是形位误差的最大允许值。它与尺寸公差带的概念一致,但形位公差带可以是空间区域,也可以是平面区域。只要实际被测要素能全部落在给定的公差带内,就表明实际被测要素合格。

形位公差是用形位公差带来表示的,构成形位公差带的四个要素是形位公差带的形状、方向、位置和大小。






形位公差带的形状取决于被测要素的理想形状和给定的公差特征,可分为 9 种主要形式,如表 3.2 所示。形位公差带的大小由图样上给定的公差值 t 来确定,它指的是公差带的宽度或直径等。如公差带为圆形或圆柱形的,在公差值 t 前应加注“ ϕ ”,如是球形的,则应加注“ $S\phi$ ”。

形位公差带的方向为公差带的宽度方向或垂直被测要素的方向,通常为指引线箭头所指方向。

表 3.2 形位公差带的主要形状

平面区域		空间区域	
两平行直线		球	
两等距曲线		圆柱面	

续表

平面区域		空间区域	
两同心圆		两同轴圆柱面	
圆		两平行平面	
		两等距曲面	

形位公差带的位置有固定和浮动两种。所谓固定是指公差带的位置是由图样上给定的基准来确定的,不随实际形状、尺寸或位置的变动而变化,如中心要素的公差带位置均是固定的。所谓浮动是指公差带的位置随零件实际尺寸在尺寸公差带内的变动而变动,如一般轮廓要素的公差带位置都是浮动的。

3.2 形位公差的基本标注方法

GB/T 1182—1996 规定,在技术图样上,形位公差采用代号标注。标注形位公差时,应绘制带指引线的公差框格,并注明形位公差值,使用表 3.1 中的有关符号。当使用符号标注不能表达清楚或过于烦琐时,允许在技术要求中使用文字说明。

3.2.1 形位公差代号

形位公差采用框格标注,若无法标注时,则可用文字说明。如图 3.6 所示,框格由两格或多格组成,框格中的主要内容从左到右按以下次序填写:形位公差特征项目符号;形位公差值及有关附加符号;基准字母及有关附加符号。

1. 形位公差框格及填写内容

公差框格为矩形方格,由两格或多格组成,在技术图样中一般水平绘制,其线型为细实线。第一格绘成正方形,其他格绘成正方形或上、下边较长而左、右边较短的矩形。

内容按从左到右的顺序填写,框格高度等于两倍字高,如图 3.7 所示。

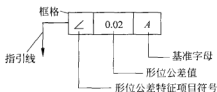


图 3.6 形位公差代号

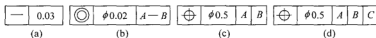


图 3.7 公差框格

(a) 单一要素; (b) 公共要素; (c) 两基准要素; (d) 三基准要素

第一格填写公差特征项目符号。

第二格填写以 mm 为单位的公差值,公差值一般为线性值,表示方法有三种:“ t ”、“ ϕt ”、“ $S\phi t$ ”。当被测要素为轮廓要素或中心平面,或者被测要素的检测方向一定时,标注“ t ”,例如平面度、圆度、圆柱度、圆跳动和全跳动公差值的标注;当被测要素为轴线或圆心等中心要素且检测方向为径向任意角度时,公差带的形状为圆柱或圆形,标注“ ϕt ”,例如同轴度公差值的标注;被测要素为球形且检测方向为径向任意角度时,公差带为球形,标注“ $S\phi t$ ”,例如球心位置度公差值的标注。

从第三格起(指位置公差框格),用一个或多个大写字母表示基准要素或基准体系,如图 3.7(a)表示基准要素为单一基准;图 3.7(b)表示由两个同类要素 A 与 B 构成一个独立基准 $A-B$,为公共基准;图 3.7(c)表示基准 A 与 B 垂直,即基准 A 与 B 构成直角坐标, A 为第一基准, B 为第二基准;图 3.7(d)表示三基面体系,基准 A 、 B 、 C 相互垂直,即基准 A 、 B 、 C 构成空间直角坐标,它们的关系是 $B \perp A$ 、 $C \perp A$ 且 $C \perp B$ 。

2. 指引线

指引线由细实线和箭头构成,用来将公差框格与被测要素连起来,从框格的一端引出。并保持与公差框格端线垂直。指引线引向被测要素时,根据需要允许画成折线,但弯折点最多两个,指引线箭头一般应垂直与图样上的被测要素并指向公差带的宽度方向或直径方向,如图 3.8 所示。

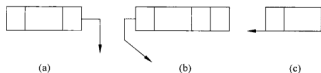


图 3.8 指引线表示方法

3.2.2 被测要素的标注方法

在图样上标注公差框格时,用带箭头的指引线将框格与被测要素相连,按以下方法标注。

(1) 被测要素为轮廓要素时,指引线的箭头置于要素的轮廓线或轮廓线的延长线,但必须与尺寸线明显地错开(大于 3 mm),如图 3.9 所示。

(2) 被测要素为实际表面时,箭头可置于带点的参考线上,该点指在实际表面上,如图 3.10 所示。

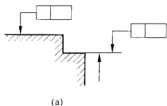


图 3.9 轮廓要素的标注

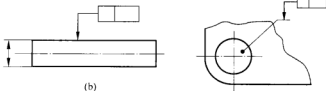


图 3.10 实际表面的标注

(3) 被测要素为中心要素时,则指引线的箭头应与尺寸线的延长线重合,如图 3.11 所示。

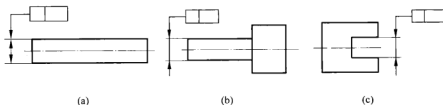


图 3.11 中心面或轴线的标注

(4) 当对同一要素有多个公差特征项目要求时,为方便起见可将一个框格放在另一个框格的下方,如图 3.12 所示。

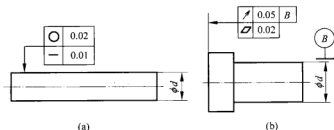


图 3.12 同一要素有多项要求的标注

(5) 当被测要素为圆锥体的轴线时,指引线箭头应与圆锥体的直径尺寸线(大端或小端)对齐,见图 3.13(a)。若直径尺寸不能明显区分圆锥体和圆柱体时,则应在圆锥体内画出空白的尺寸线,并将指引线箭头与空白的尺寸线对齐,如图 3.13(b)所示。

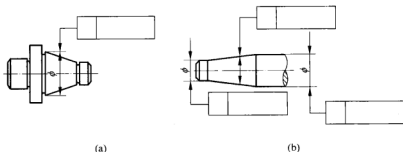


图 3.13 圆锥体轴线的标注

(6) 几个被测要素有同一数值的公差带要求时,其表示方法如图 3.14 所示。

(7) 同一公差带控制几个被测要素,且这几个要素在同一个平面或同一条直线上时,应在公差框格上注明“共面”或“共线”,如图 3.15 所示。

(8) 对被测要素任意局部范围内的公差要求时,应将该局部范围的尺寸标注在形位公差值后面,并用斜线隔开,如图 3.16(a)表示圆柱面素线在任意 100 mm 长度范围内的直线度公差为 0.05 mm;图 3.16(b)表示箭头所指平面在任意边长为 100 mm 的正方形范围内的

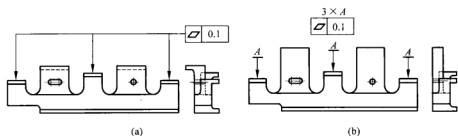


图 3.14 要求相同的被测要素的标注示例

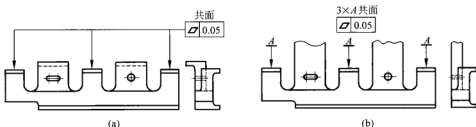


图 3.15 用同一公差带控制几个被测要素的标注示例

平面度公差是 0.01 mm ; 图 3.16(c) 表示上平面对下平面的平行度公差在任意 100 mm 长度范围内为 0.08 mm 。

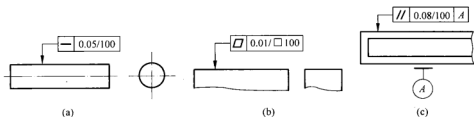


图 3.16 被测要素局部范围内公差带要求的标注示例

3.2.3 基准要素的标注方法

(1) 基准要素为轮廓要素时,基准代号的粗短横线应靠近基准要素外轮廓或它的延长线(相距约为 1 mm),基准代号的连线与尺寸线应明显错开。并且无论基准代号的方向如何,字母都应水平书写,同时将基准字母填写在相应被测要素的位置公差框格内。如图 3.17 所示。

(2) 基准要素为实际表面时,基准代号的粗短横线可靠近置于用圆点指向实际表面的参考线上,如图 3.18 所示的是环形基准表面的标注方法。

(3) 基准要素为中心要素时,基准代号的连线与尺寸线对齐,如图 3.19(a)、(e) 所示。如尺寸线处安排不下两个箭头,则基准代号中的粗短横线也可代替尺寸线的一个箭头,如图 3.19(b) 所示。

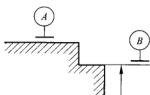


图 3.17 基准要素为轮廓要素时的标注

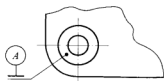


图 3.18 基准要素为实际表面时的标注

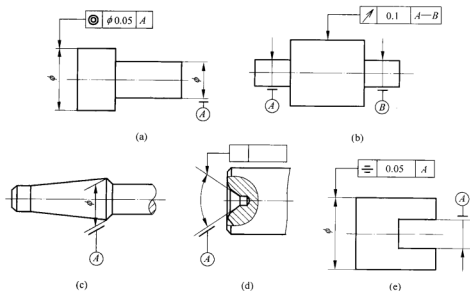


图 3.19 基准要素为中心要素时的标注

(4) 基准要素为圆锥体轴线时,基准代号中的连线应与圆锥直径的尺寸线(大端或小端)对齐,如图 3.19(c)所示,或与圆锥体内的空白尺寸线对齐。若采用角度标注,则基准代号的连线应与该角度的尺寸线正对,如图 3.19(d)所示。

3.3 形位公差带

3.3.1 形状公差与公差带


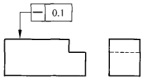
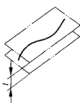
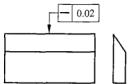
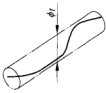
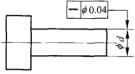
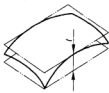
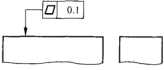
形状公差是指单一要素的形状所允许的变动量。形状公差用形状公差带表达。形状公差带是限制单一实际要素变动的区域,零件实际要素在该区域内为合格。

形状公差有直线度、平面度、圆度、圆柱度四项,被测要素为直线、平面、圆和圆柱面。形状公差带的特点不涉及基准,它的方向和位置均是浮动的,只能控制被测要素形状误差的大小。

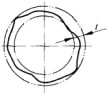
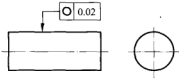
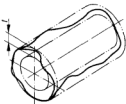
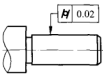
直线度用以控制直线、轴线的形状误差。根据零件功能要求,直线度可分为在给定平面内、在给定方向上和任意方向上三种情况。圆度公差是用以限制圆柱形、圆锥形

等回转体的正截面的形状误差。圆柱度公差则控制了横剖面 and 轴剖面内的各项形状误差(圆度、素线直线度、轴线直线度等),是圆柱体各项形状误差的综合指标,也是国标上推广的一项评定圆柱面误差的先进指标。典型形状公差带的定义、标注示例和解释如表 3.3 所示。

表 3.3 典型形状公差带的定义、标注示例和解释(摘自 GB/T 1182—1996)

项 目	公差带定义	标注示例和解释
直线度	在给定平面内,公差带是距离为公差值 t 的两平行直线之间的区域 	被测表面的素线,必须位于平行与图样所示投影面且距离为公差值 0.1 的两平行直线内 
	在给定方向上,公差带是距离为公差值 t 的两平行平面之间的区域 	被测表面的素线,必须位于平行与图样所示投影面且距离为公差值 0.02 的两平行平面内 
	如在公差值前加注 ϕ ,则公差带是直径为公差值 t 的圆柱面内的区域 	被测圆柱面的轴线必须位于直径为 $\phi 0.04$ 的圆柱面内 
平面度	公差带是距离为公差值 t 的两平行平面之间的区域 	被测表面必须位于距离为公差值 0.1 的两平行平面内 

续表

项 目	公差带定义	标注示例和解释
圆度	公差带是在同一正截面上,半径差为公差值 t 的两同心圆之间的区域 	被测圆柱面任一正截面的圆周必须位于半径差为公差值 0.02 的两同心圆之间 
圆柱度	公差带是半径差为公差值 t 的两同轴圆柱面之间的区域 	被测圆柱面必须位于半径差为公差值 0.02 的两同轴圆柱面之间的区域 

3.3.2 形状或位置公差与公差带

形状或位置公差特征项目有线轮廓度和面轮廓度。

线轮廓度是限制实际曲线对其理想曲线变动量的一项指标。其公差带是包络一系列直径为公差值 t 的圆的两包络线之间的区域,诸圆圆心应位于理想轮廓线上。线轮廓度用于控制平面曲线或曲面的截面轮廓线的形状或位置误差。线轮廓度无基准要求,属于形状公差;有基准要求则属于位置误差。

面轮廓度是限制实际曲面对其理想曲面变动量的一项指标。其公差带是包络一系列直径为公差值 t 的球的两包络面之间的区域,诸球球心位于理想轮廓面上。面轮廓度用于控制空间曲面的形状或位置误差。面轮廓度无基准要求,属于形状公差;有基准要求则属于位置误差。

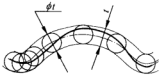
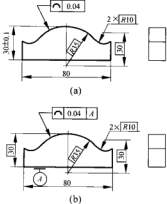
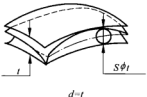
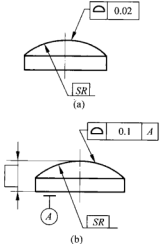
形状或位置公差带的定义、标注示例和解释见表 3.4。

3.3.3 位置公差与公差带

位置公差是指关联实际要素的位置对基准所允许的变动量。位置公差用于控制位置误差,用位置公差带来表示,它是限制关联实际要素变动的区域,被测实际要素位于此区域内为合格,区域的大小由公差值决定。

根据关联要素对基准功能要求的不同,位置公差可分为定向公差、定位公差、跳动公差。

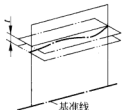
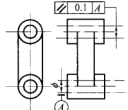
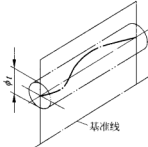
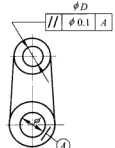
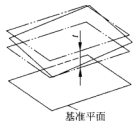
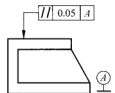
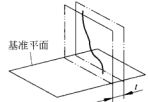
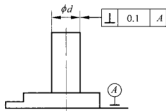
表 3.4 形状或位置公差带的定义、标注示例和解释(摘自 GB/T 1182—1996)

项目	公差带定义	标注示例和解释
线 轮 廓 度	<p>公差带是包络一系列直径为公差值 t 的圆的两包络线之间的区域,各圆的圆心位于有理论正确几何形状的线上</p>  <p>无基准要求的线轮廓度公差见图(a) 有基准要求的线轮廓度公差见图(b)</p>	<p>在平行与图样所示投影面的任一截面上,被测轮廓线必须位于包络一系列直径为公差值 0.04 且圆心位于理论正确几何形状的线上的两包络线之间</p>  <p>(a)</p> <p>(b)</p>
面 轮 廓 度	<p>公差带是包络一系列直径为公差值 t 的球的球的两包络面之间的区域,各球的球心位于有理论正确几何形状的面上</p>  <p>无基准要求的面轮廓度公差见图(a) 有基准要求的面轮廓度公差见图(b)</p>	<p>被测轮廓面必须位于包络一系列球的两包络面之间,各球的直径为公差值 0.02,且球心位于有理论正确几何形状的面上的两包络面之间</p>  <p>(a)</p> <p>(b)</p>

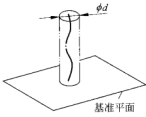
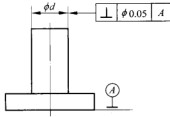
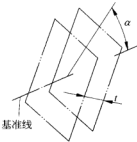
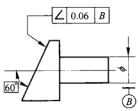
1. 定向公差与公差带

定向公差是指关联实际要素对基准在方向上允许的变动量,包括平行度、垂直度、倾斜度三项,它们的被测要素和基准要素都有直线和平面之分。因此,被测要素相对基准要素都有面对面、线对面、面对线和线对线等 4 种情况。典型的定向公差带的定义、标注示例和解释如表 3.5 所示。

表 3.5 典型定向公差带的定义、标注示例和解释(摘自 GB/T 1182—1996)

项目	公差带定义	标注示例和解释
平行度	公差带是距离为公差值 t , 且平行于基准线, 并位于给定方向上的两平行平面之间的区域 	被测轴线必须位于公差值 0.1, 且在给定方向上的平行于基准线的两平行平面之间 
	任意方向, 如在公差值前加注 ϕ , 则公差带是直径为公差值 t , 且平行于基准线的圆柱面内的区域 	被测轴线必须位于直径为公差值 0.1, 且平行于基准轴线的圆柱面内 
	公差带是距离为公差值 t , 且平行于基准面的两平行平面之间的区域 	被测表面必须位于距离为公差值 0.05, 且平行于基准面 A 的两平行平面之间 
垂直度	在给定方向上, 公差带是距离为公差值 t , 且垂直于基准面的两平行平面之间的区域 	在给定方向上被测轴线必须位于公差值 0.1, 且垂直于基准面 A 的两平行平面之间 

续表

项目	公差带定义	标注示例和解释
垂直度	<p>如在公差值前加注 ϕ, 则公差带是直径为公差值 t, 且垂直于基准面的圆柱面内的区域</p> 	<p>被测轴线必须位于直径为公差值 0.05, 且垂直于基准面 A 的圆柱面内</p> 
倾斜度	<p>公差带是距离为公差值 t, 且与基准线成一定给定角度的两平行平面之间的区域</p> 	<p>被测表面必须位于距离为公差值 0.06 且与基准线 B 成理论正确角度 60° 的两平行平面之间</p> 

定向公差的特点:

(1) 定向公差带相对于基准有确定的方向, 而其位置往往是浮动的。

(2) 定向公差带具有综合控制被测要素的方向和形状的能力。如平面的平行度公差可以限制该平面的平面度和直线度误差; 轴线的垂直度公差可以控制该轴线的直线度误差。因此, 在保证功能要求的前提下, 规定了定向公差的要素, 一般不再规定形状公差, 只有需要对该要素的形状有进一步要求时, 则可同时给出形状公差, 但其公差数值应小于定向公差值。

2. 定位公差与公差带

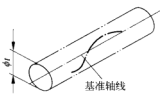
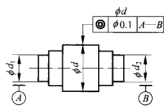
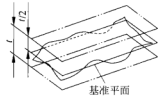
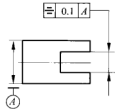
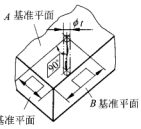
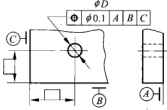
定位公差是关联实际要素对基准在位置上允许的变动全量, 它包括同轴度、对称度和位置度三项。

同轴度用于限制轴类零件的被测轴线偏离基准轴线的一项指标。被测要素为点时, 称为同心度。

对称度用于限制被测要素中心平面(或轴线)偏离基准直线、平面的一项指标。被测要素相对基准要素有线对线、线对面、面对线和面对面等 4 种情况。

位置度用于限制被测要素(点、线、面)实际位置对其理想位置变动量的一项指标。根据零件的功能要求, 位置度公差可分为给定一个方向、给定相互垂直的两个方向和任意方向三种, 后者用得最多。典型的定位公差的公差带的定义、标注示例和解释如表 3.6 所示。

表 3.6 典型定位公差带的定义、标注示例和解释(摘自 GB/T 1182—1996)

项目	公差带定义	标注示例和解释
同轴度	公差带是直径为公差值 t 的圆柱面内的区域,该圆柱面的轴线与基准轴线同轴 	ϕd 的轴线必须位于直径为公差值 0.1,且与公共基准轴 A—B 同轴的圆柱面内 
对称度	公差带是距离为公差值 t ,且相对与基准中心平面对称配置的两平行平面之间的区域 	槽的中心面必须位于距离为公差值 0.1,且相对与基准中心平面对称配置的两平行平面之间 
位置度	任意方向时,公差值前加注 ϕ ,公差带是直径为公差值 t 的圆柱面内的区域。公差带的轴线的位置由相对于三基准面体系的理论正确尺寸决定 	ϕD 轴线的位置必须位于直径为公差值 0.1,且相对于基准平面 A、B、C 的理论正确尺寸所确定的理论位置为轴线的圆柱面内 

定位公差具有如下特点:

(1) 定位公差带具有确定的位置,其中,位置公差带的位置由理论正确尺寸确定,同轴度和对称度的理论正确尺寸为零,图上可省略不注。

(2) 定位公差带具有综合控制被测要素位置、方向和形状的能力。如平面的位置度公差,可以控制该平面的平面度误差和相对于基准的方向误差;同轴度公差可以控制被测轴线的直线度误差和相对于基准轴线的平行度误差。在满足需要的前提下,对被测要素给出定位公差后,通常对该要素不再给出定向公差和形状公差。如果需要对方向和形状有进一步要求时,则可另行给出定向公差和形状公差,但其数值应小于定位公差值。

3. 跳动公差与公差带

跳动公差是关联实际要素绕基准轴线回转一周或连续回转时所允许的最大跳动公差。跳动公差是按特定的测量方法定义的位置公差项目,测量方法简便。它的被测要素为圆柱

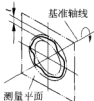
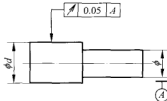
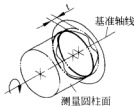
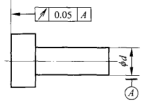
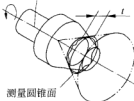
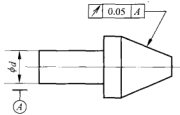
面、端面平面和圆锥面等轮廓要素,基准要素为轴线。

跳动是指实际被测要素在无轴向移动的条件下绕基准轴线回转的过程中(回转一周或连续回转),由指示计在给定的测量方向上对其测得的最大与最小示值之差。跳动可分为圆跳动和全跳动。

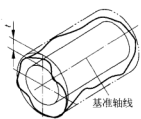
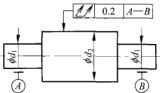
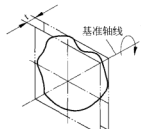
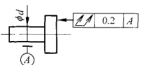
圆跳动是指实际被测要素在某个测量截面内相对于基准轴线的变动量。测量时被测要素回转一周,而指示计的位置固定。根据测量方向的不同,圆跳动分为径向圆跳动、端面圆跳动和斜向圆跳动。

全跳动是指整个被测要素相对于基准轴线的变动量。测量时被测要素连续回转且指示计作直线移动。全跳动分为径向全跳动、端面全跳动。典型的跳动公差带的定义、标注示例和解释如表 3.7 所示。

表 3.7 典型跳动公差带的定义、标注示例和解释(摘自 GB/T 1182—1996)

项目	公差带定义	标注示例和解释
圆 跳 动	<p>公差带是在垂直于基准轴线的任一测量平面内,半径差为公差值 t,且圆心在基准轴线上的两同心圆之间的区域</p> 	<p>ϕd 圆柱面绕基准轴线作无轴向移动回转时,在任一测量平面内的径向跳动量均不得大于公差值 0.05</p> 
	<p>公差带是与基准轴线同轴的任一半径位置的测量圆柱面上沿母线方向距离为公差值 t 的两圆之间的区域</p> 	<p>当被测件绕基准轴线作无轴向移动旋转一周时,在被测面上任一测量直径处的轴向跳动量均不得大于公差值 0.05</p> 
	<p>公差带是与基准轴线同轴,且母线垂直于被测表面的任一测量圆锥面上,沿母线方向距离为公差值 t 的两圆之间的区域,除特殊规定外,其测量方向是被测面的法线方向</p> 	<p>当被测件绕基准轴线作无轴向移动旋转一周时,任一测量圆锥面上的跳动量均不得大于公差值 0.05</p> 

续表

项目	公差带定义	标注示例和解释
全 跳 动	<p>公差带是半径差为公差值 t, 且与基准轴线同轴的两圆柱面内的区域</p> 	<p>被测表面绕基准轴线作无轴向移动连续回转, 同时, 指示计作平行于基准轴线方向的直线移动, 在被测整个表面上的跳动量均不得大于公差值 0.2</p> 
	<p>公差带是半径差为公差值 t, 且与基准轴线垂直的两平行面之间的区域</p> 	<p>端面绕基准轴线作无轴向移动连续回转, 同时, 指示计作垂直于基准轴线方向的直线移动, 此时, 在整个端面上的跳动量均不得大于公差值 0.2</p> 

跳动公差带的特点:

(1) 跳动公差带相对于基准轴线有确定的方向。

(2) 跳动公差带在控制被测要素相对于基准位置误差的同时, 能够自然地控制被测要素相对于基准的方向误差和被测要素的形状误差。

采用跳动公差时, 如果所控制被测要素不能满足功能要求, 可进一步给出相关项目的形位公差, 此时, 该公差值必须小于跳动公差值。

3.4 公差原则

要素的实际状态是由要素的尺寸和形位误差综合作用的结果, 因此在设计和检测时需要明确形位公差与尺寸公差之间的关系。

公差原则是确定形状公差或位置公差与尺寸公差之间关系的准则。GB/T 4249—1996《公差原则》规定了确定尺寸(线形尺寸和角度尺寸)公差和形位公差之间相互关系的原则, 适用于技术制图和有关文件中的尺寸、形状和位置特征。GB/T 16671—1996《形状和位置公差 最大实体要求、最小实体要求和可逆要求》用于控制零件中心要素的形位公差与其相应轮廓要素的尺寸公差之间的关系。

3.4.1 独立原则

图样上给定的每一个尺寸和形状、位置精度要求均是独立的,应分别满足其要求,称为独立原则。如果对尺寸和形状、尺寸和位置之间的相互关系有特定要求,则应在图样中另加规定。

独立原则是尺寸公差和形状位置公差之间相互关系的基本原则,它适用于零件的任何要素的线性尺寸公差、角度尺寸公差及形状位置公差,包括标注的公差和未标注的公差,如图 3.20 和图 3.21 所示。同时,独立原则的基本要求还适用于图样中标注的表面粗糙度、表面处理、力学性能及其他特性,如零件图样上标注的形位公差要求,没有标注相关符号,也无相关的文字说明。检验时,其形位公差应按独立原则进行检验,与相应要素的尺寸、表面粗糙度、表面处理等技术均无关系,如图 3.22 所示。

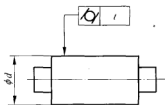


图 3.20 印刷机的滚筒

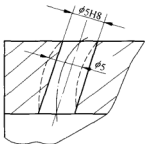


图 3.21 箱体上的通油孔

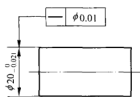


图 3.22 独立原则

独立原则是图样标注中通用的基本概念,可用于零件中全部要素的尺寸公差与形位公差,且在图样上不加任何标注。采用独立原则时,其特点为:尺寸公差与形状、位置公差相互无关,各自满足要求;角度公差排除形状公差;无综合的控制边界等。对于尺寸精度和形位精度要求有明显不同的情况;两者均有较高精度要求,但又不能补偿;尺寸和形位要求本身无联系的要素等,均最适于采用独立原则。

3.4.2 相关要求

图样上给定的尺寸公差与形位公差相互有关的公差要求称为相关要求。相关要求包括包容要求、最大实体要求(包括可逆要求应用于最大实体要求)、最小实体要求(包括可逆要求应用于最小实体要求)。

1. 有关术语及定义

1) 局部实际尺寸

局部实际尺寸指在实际要素的任意正截面上,两对应点之间测得的距离。内表面(孔)的实际尺寸以 D_s 表示,外表面(轴)以 d_s 表示。

2) 体外作用尺寸

在被测要素的给定长度上,与实际内表面(孔)体外相接的最大理想面,或与实际外表面(轴)体外相接的最小理想面的直径或宽度,称为体外作用尺寸,即通常所称的作用尺寸。对于单一被测要素,内表面(孔)的(单一)体外作用尺寸以 D_e 表示;外表面(轴)的(单一)体外

作用尺寸以 d_{fe} 表示,如图 3.23 所示。

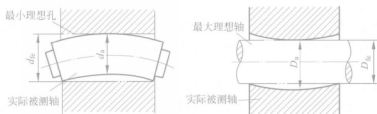


图 3.23 孔与轴的体外作用尺寸

3) 体内作用尺寸

在被测要素的给定长度上,与实际内表面(孔)体内相接的最小理想面,或与实际外表面(轴)体内相接的最大理想面的直径或宽度,称为体内作用尺寸。对于单一被测要素,内表面(孔)的(单一)体内作用尺寸以 D_b 表示;外表面(轴)的(单一)体内作用尺寸以 d_b 表示,如图 3.24 所示。

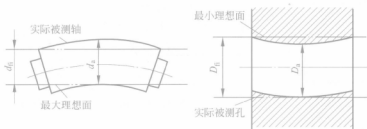


图 3.24 孔与轴的体内作用尺寸

4) 最大实体状态与最大实体尺寸

最大实体状态(MMC): 实际要素在给定长度上,处处位于极限尺寸之间并且实体最大时的状态。

最大实体尺寸(MMS): 实际要素在最大实体状态下的极限尺寸。对于内表面为最小极限尺寸,对于外表面为最大极限尺寸,分别用 D_M 、 d_M 表示,即内表面(孔) $D_M = D_{\min}$; 外表面(轴) $d_M = d_{\max}$ 。

5) 最小实体状态与最小实体尺寸

最小实体状态(LMC): 实际要素在给定长度上,处处位于极限尺寸之间并且实体最小时的状态。

最小实体尺寸(LMS): 实际要素在最小实体状态下的极限尺寸。对于内表面为最大极限尺寸,对于外表面为最小极限尺寸,分别用 D_L 、 d_L 表示,即内表面(孔) $D_L = D_{\max}$; 外表面(轴) $d_L = d_{\min}$ 。

6) 最大实体实效状态与最大实体实效尺寸

最大实体实效状态(MMVC): 在给定长度上,实际要素处于最大实体状态,且其中心要素的形状或位置误差等于给出公差值时的综合极限状态。

最大实体实效尺寸(MMVS): 最大实体实效状态下的体外作用尺寸。对于内表面,用

D_{MV} 表示,为最大实体尺寸减形位公差 t ,即 $D_{MV}=D_M-t=D_{\min}-t$;对于外表面,用 d_{MV} 表示,为最大实体尺寸加形位公差 t ,即 $d_{MV}=d_M+t=d_{\max}+t$ 。

7) 最小实体实效状态与最小实体实效尺寸

最小实体实效状态(LMVC):在给定长度上,实际要素处于最小实体状态,且其中心要素的形状或位置误差等于给出公差值时的综合极限状态。

最小实体实效尺寸(LMVS):最小实体实效状态下的体外作用尺寸。对于内表面,用 D_{LV} 表示,为最小实体尺寸加形位公差 t ,即 $D_{LV}=D_L+t=D_{\max}+t$;对于外表面,用 d_{LV} 表示,为最小实体尺寸减形位公差 t ,即 $d_{LV}=d_L-t=d_{\min}-t$ 。

8) 边界与边界尺寸

边界:由设计给定的具有理想形状的极限包容面。

边界尺寸:指极限包容面的直径或距离。当极限包容面为圆柱面时,其边界尺寸为直径;当极限包容面为两平行平面时,其边界尺寸是距离。

最大实体边界(MMB):具有理想形状且边界尺寸为最大实体尺寸的包容面。

最小实体边界(LMB):具有理想形状且边界尺寸为最小实体尺寸的包容面。

最大实体实效边界(MMVB):具有理想形状且边界尺寸为最大实体实效尺寸的包容面。

最小实体实效边界(LMVB):具有理想形状且边界尺寸为最小实体实效尺寸的包容面。

2. 包容要求

1) 含义

包容要求表示实际要素应遵守其最大实体边界,其局部实际尺寸不得超出最小实体尺寸。包容要求适用于单一要素,如圆柱表面或两平行表面。要素的局部实际尺寸不得超出最大和最小极限尺寸,保证配合规定的最小间隙或最大过盈要求,以满足零件的配合性质。当轴孔精度较高或配合要求严格时,采用包容要求是最佳选择。

2) 标注

包容要求的单一要素应在图样上在尺寸极限偏差后或公差带后加注符号 \textcircled{E} 。如图3.25(a)所示。该圆柱面必须在最大实体边界内,其边界的尺寸为最大实体尺寸 $\phi 20\text{ mm}$,轴的任一局部实际尺寸都应在极限尺寸 $\phi 20\sim\phi 19.987\text{ mm}$ 范围内。该轴线的直线度误差值取决于被测要素的局部实际尺寸,其最大值等于尺寸公差 0.013 mm 。

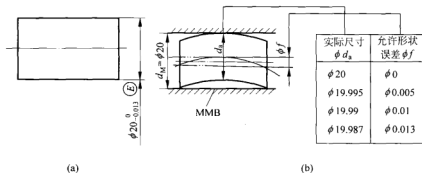


图 3.25 包容要求

3) 公差解释

按包容原则要求,图样上只给出尺寸公差,但这种公差具有双重职能,即综合控制被测要素的实际尺寸变动量和形状误差的职能。若实际尺寸处处皆为 MMS,则形状误差必须是零,即被测要素应为理想形状。因此,采用包容原则时的尺寸公差,总是一部分被实际尺寸占用,余下部分可被形状误差占用。

包容原则用于单一要素,主要是为了保证配合性质,特别是配合公差较小的精密配合。用最大实体边界综合控制实际尺寸和形状误差来保证必要的最小间隙(保证能自由装配)。用最小实体尺寸控制最大间隙,从而达到所要求的配合性质,如回转轴的轴颈和滑动轴承,滑动套筒和孔,滑块和滑块槽的配合等。

采用包容要求的合格条件为:局部实际尺寸不得超过(对孔不大于,对轴不小于)最小实体尺寸,即

$$\begin{aligned} \text{轴} \quad d_{fe} &\leq d_M = d_{\max} & d_s &\geq d_L = d_{\min} \\ \text{孔} \quad D_{fe} &\geq D_M = D_{\min} & D_s &\leq D_L = D_{\max} \end{aligned}$$

4) 实例分析

【例 3.1】 对图 3.25(a)做出解释。

解: (1) T 、 t 标注解释。

圆柱表面遵守包容要求,被测轴的尺寸公差 $T_s = 0.013 \text{ mm}$, $d_M = d_{\max} = 20 \text{ mm}$, $d_L = d_{\min} = 19.987 \text{ mm}$;在最大实体状态下 $\phi 20$ 给定形状公差(轴线的直线度) $t = 0$,当被测要素尺寸偏离最大实体状态的尺寸时,形状公差获得补偿,被测要素尺寸为最小实体状态的尺寸 $\phi 19.987 \text{ mm}$ 时,形状误差直线度获得补偿最多,此时形状公差轴线的直线度的最大值可以等于尺寸公差 T_s ,即 $t_{\max} = 0.013$ 。

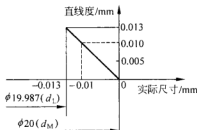


图 3.26 动态公差图

(2) 动态公差图。 T 、 t 的动态公差图如图 3.26 所示,图形形状为直角三角形。

(3) 遵守边界。圆柱表面必须在最大实体边界内,其边界尺寸 $d_M = d_{\max} = 20 \text{ mm}$ 。

(4) 检验与合格条件。对于大批量生产,可采用光滑极限量规检验(用孔型的通规测头——模拟被测轴的最大实体边界)。其合格条件为

$$d_{fe} \leq 20 \text{ mm}, \quad d_s \geq 19.987 \text{ mm}$$

3. 最大实体要求

1) 含义与标注

被测要素的实际轮廓应遵守其最大实体实效边界,当其实际尺寸偏离最大实体尺寸时,允许其形位误差值超出在最大实体状态下给出的公差值,称为最大实体要求(MMR),其符号为“ \textcircled{M} ”。应用于被测要素,在被测要素形位公差框格公差值后标注;应用于基准要素,在框格基准字母后标注,见图 3.27(a)和图 3.28。

2) 公差解释

控制边界为最大实体实效边界,见 3.27(b),其局部实际尺寸不得超出尺寸公差的范围,当被测要素的实际轮廓偏离其最大实体状态,即其实际尺寸偏离最大实体尺寸时,形位

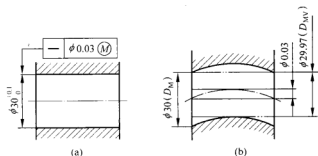


图 3.27 轴线直线度采用最大实体要求

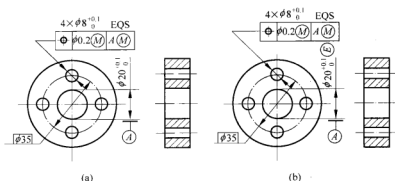


图 3.28 基准(中心要素)适用最大实体要求

误差值可以超出在最大实体状态下给出的形位公差值 t_1 , 即此时的被测要素的形位公差值可以增大。形状公差值能够增大多少, 取决于被测要素偏离最大实体状态的程度。形状公差值的最大值为图样上给定的形状公差值与尺寸公差值之和 $(t_1 + T)$ 。

符合最大实体要求的被测要素的合格条件如下:

对于内表面(孔): $D_{fe} \geq D_{MV} = D_{\min} - t_1$ 且 $D_M = D_{\min} \leq D_s \leq D_L = D_{\max}$

对于外表面(轴): $d_{fe} \leq d_{MV} = d_{\max} + t_1$ 且 $d_M = d_{\max} \geq d_s \geq d_L = d_{\min}$

3) 应用范围

最大实体要求主要应用于保证装配互换性, 可应用于轴线和中心平面要素的直线度、倾斜度、平行度、垂直度、同轴度、对称度、位置度等公差项目, 满足装配要求(配合要求不高)时采用, 如螺栓孔轴线的平行度等。

(1) 最大实体要求用于被测要素

最大实体要求应用于被测要素时, 如图 3.27 所示, 被测要素的实际轮廓应遵守其最大实体实效边界, 即在给定长度上处处不得超出最大实体实效边界。也就是说, 其体外作用尺寸不得超出最大实体实效尺寸, 而且, 其局部实际尺寸不得超出最大和最小实体尺寸。

(2) 最大实体要求用于基准要素

当最大实体应用于基准要素, 基准要素应遵守相应的边界。当基准要素的实际轮

廓偏离其相应的边界,即其体外作用尺寸偏离其相应的边界尺寸,则允许基准要素在一定的范围内浮动,此时的基准要素的浮动改变了被测要素相对于它的位置误差值(如同轴度、位置度误差);基准要素的浮动范围即为基准要素的体外作用尺寸与其相应边界尺寸之差。

当基准要素本身采用最大实体要求时,基准要素应遵守最大实体实效边界,此时,基准代号应直接标注在形成最大实体实效边界的形位公差框格下面;若基准要素本身不采用最大实体要求,而采用独立原则或包容要求时,基准要素应遵守最大实体边界,如图 3.28(a)所示为采用独立原则,如图 3.28(b)所示为采用包容要求。

(3) 零形位公差

零形位公差是最大实体要求的特殊情况,在零件上的标注标记是在位置公差框格的第二格内,即位置公差的格内写 0(M)($\phi 0$),如图 3.29 所示。此种情况下,被测要素的最大实体实效边界就变成了最大实体边界。对于位置公差而言,最大实体要求的零形位公差比起最大实体要求显然更严格。

(4) 可逆要求

可逆要求(RR)是当中心要素的形位误差值小于给出的形位公差值时,允许在满足零件功能要求的前提下扩大尺寸公差。

可逆要求用于最大实体要求时,被测要素的实际轮廓应遵守其最大实体实效边界。当其实际尺寸向最小实体尺寸方向偏离最大实体尺寸时,允许其形位误差值超出在最大实体状态下给出的形位公差值,即形位公差值可以增大。当其形位误差值小于给出的形位公差值时,也允许其实际尺寸超出最大实体尺寸,即尺寸公差值可以增大的一种要求。因此,也可以称为“可逆的最大实体要求”。

采用可逆的最大实体要求,应在被测要素的形位公差框格中的公差值后加注符号“(R)”。如图 3.30 所示。

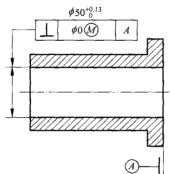


图 3.29 最大实体要求的零形位公差

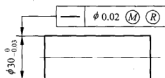


图 3.30 最大实体要求的可逆要求

4) 应用实例

【例 3.2】 对图 3.31(a)作出解释。

解: (1) T 、 t 标注解释。

被测轴的尺寸公差为 $T_s = 0.03 \text{ mm}$, $d_M = d_{\max} = 30 \text{ mm}$, $d_L = d_{\min} = 29.97 \text{ mm}$ 。当该轴处于最大实体状态时,其轴线的垂直度公差为 $t_1 = 0.02 \text{ mm}$ 。当轴的实际尺寸偏

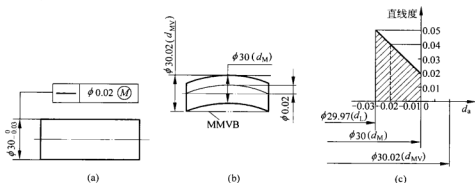


图 3.31 轴线直线度公差采用最大实体要求

离最大实体尺寸,即小于最大实体尺寸 $\phi 30$ mm 时,允许其轴线的直线度公差获得补偿;当轴的实际尺寸为最小实体尺寸 $\phi 29.97$ mm 时,形位公差获得的补偿最多,此时,轴线的直线度公差具有最大值可以等于给定形位公差 t_1 与尺寸公差 T_s 的和,即 $t_{\max} = 0.03 + 0.02 = 0.05$ mm。

(2) 动态公差图: T, t 的动态公差图如图 3-31(c) 所示,图形为具有二直角的梯形。

(3) 遵守边界: 被测轴遵守最大实体实效边界 MMVB(图 3-31(b)),其边界尺寸为

$$d_{MV} = d_{\max} + t_1 = 30 + 0.02 = 30.02 \text{ mm}$$

(4) 合格条件:

$$d_{fe} \leq 30.02 \text{ mm}, \quad 30 \geq d_s \geq 29.97$$

【例 3.3】 对图 3.32(a) 作出解释。

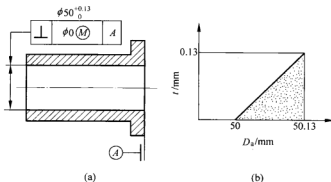


图 3.32 最大实体要求的零形位公差

解: (1) T, t 标注解释。

如图 3.32(a) 所示,这是最大实体要求的零形位公差。

被测孔的尺寸公差为 $T_h = 0.13$ mm, $D_M = D_{\min} = \phi 50$ mm, $D_L = D_{\max} = \phi 50.13$ mm;在最大实体状态下($\phi 50$ mm)给定被测孔轴线的形位公差(垂直度) $t_1 = 0$ 。当被测孔的实际尺寸偏离最大实体尺寸时,形位公差获得补偿;当孔的实际尺寸为最小实体尺寸 $\phi 50.13$ mm 时,形位公差获得的补偿最多,此时形位公差(垂直度)具有的最大值可以等于给定形位公差 t_1

与尺寸公差 T_h 之和, 即 $t_{\max} = 0 + 0.13 = 0.13 \text{ mm}$ 。

(2) 动态公差图: T, t 的动态公差图如图 3.32(b) 所示, 图形形状为直角三角形, 恰好与包容要求的动态公差图形状相同。

(3) 遵守边界: 被测孔遵守最大实体实效边界 MMVB, 其边界尺寸为

$$D_{MV} = D_{\min} - t_1 = \phi 50 - 0 = \phi 50 \text{ mm}, \text{ 显然就是最大实体边界 (因为给定的 } t_1 = 0)。$$

(4) 检验与合格条件: 采用位置量规 (轴型通规——模拟被测孔的最大实体实效边界) 检验被测要素的体外作用尺寸 D_{fe} , 采用两点法检验被测要素的实际尺寸 D_s , 其合格条件为

$$D_{fe} \geq \phi 50 \text{ mm}, \quad \phi 50 \leq D_s \leq \phi 50.13 \text{ mm}$$

【例 3.4】对图 3.33(a) 作出解释。

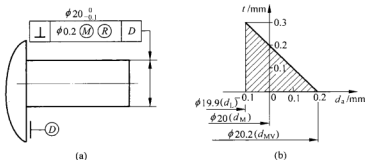


图 3.33 可逆要求用于最大实体要求

解: (1) T, t 标注解释。

如图 3.33(a) 所示为可逆要求用于最大实体要求的轴线问题。

被测轴的尺寸公差为 $T_s = 0.1 \text{ mm}$, $d_M = d_{\min} = \phi 20 \text{ mm}$, $d_L = d_{\max} = \phi 19.9 \text{ mm}$; 在最大实体状态下 ($\phi 20 \text{ mm}$) 给定形位公差 $t_1 = 0.2 \text{ mm}$ 。当被测要素尺寸偏离最大实体尺寸时, 形位公差获得补偿, 当被测要素尺寸为最小实体状态的尺寸 $\phi 19.9 \text{ mm}$ 时, 形位公差获得的补偿最多, 此时形位公差具有的最大值可以等于给定形位公差 t_1 与尺寸公差 T_s 之和, 即 $t_{\max} = 0.2 + 0.1 = 0.3 \text{ mm}$ 。

可逆解释: 在被测要素轴的形位公差 (轴线垂直度) 小于给定形位公差条件下, f_{\perp} 被测要素的尺寸误差可以超差, 即被测要素轴的实际尺寸可以超出极限尺寸 $\phi 20 \text{ mm}$, 但不可以超出所遵守的边界 (最大实体实效边界) 尺寸 $\phi 20.2 \text{ mm}$ 。图 3.33(b) 中横轴的 $\phi 20 \sim \phi 20.2 \text{ mm}$ 为尺寸误差可以超差的范围 (或称可逆范围)。

(2) 动态公差图: T, t 的动态公差图如图 3.33(b) 所示, 图形形状为三角形。

(3) 遵守边界: 遵守最大实体实效边界 MMVB, 其边界尺寸为

$$d_{MV} = d_{\min} + t_1 = \phi 20 + 0.2 = \phi 20.2 \text{ mm}$$

(4) 检验与合格条件: 采用位置量规 (孔型通规——模拟被测轴的最大实体实效边界) 检验被测要素的体外作用尺寸 d_{fe} , 采用两点法检验被测要素的实际尺寸 d_s , 其合格条件为

$$d_{fe} \leq \phi 20.2 \text{ mm}, \quad \phi 19.9 \text{ mm} \leq d_s \leq \phi 20 \text{ mm}$$

当 $f_{\perp} < 0.2 \text{ mm}$ 时, $\phi 19.9 \text{ mm} \leq d_s \leq \phi 20.2 \text{ mm}$ 。

4. 最小实体要求(LMR)

1) 含义与标注

被测要素的实际轮廓应遵守其最小实体实效边界,当其实际尺寸偏离最小实体尺寸时,允许其形位误差值超出在最小实体状态下给出的公差值,称为最小实体要求。最小实体要求的符号为“ \textcircled{L} ”。当应用于被测要素时,如图 3.34 所示,应在被测要素形位公差框格中的公差值后标注符号“ \textcircled{L} ”;最小实体要求应用于基准中心要素时,应在被测要素的形位公差框格内相应的基准字母代号后标注符号“ \textcircled{L} ”。

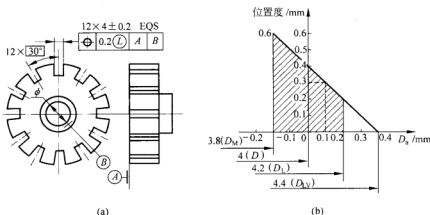


图 3.34 最小实体要求

2) 应用范围与公差解释

(1) 最小实体要求应用于被测要素

最小实体要求应用于被测要素时,被测要素的实际轮廓在给定的长度上处处不得超出最小实体实效边界,即其体内作用尺寸不应超出最小实体实效尺寸,其局部实际尺寸不得超出最大和最小实体尺寸。当被测要素的实际轮廓偏离其最小实体状态,即其实际尺寸偏离最小实体尺寸时,形位误差值可以超出最小实体状态下给出的形位公差值,即此时的形位公差值可以增大。

符合最小实体要求的被测要素的合格条件如下:

对于内表面(孔) $D_i \leq D_{LV}$ 且 $D_M = D_{min} \leq D_s \leq D_L = D_{max}$

对于外表面(轴) $d_i \geq d_{LV}$ 且 $d_m = d_{max} \geq d_s \geq d_L = d_{min}$

(2) 最小实体要求应用于基准要素时

最小实体要求应用于基准要素时,基准要素应遵守相应的边界,若基准要素的实际轮廓偏离相应的边界,即其体内作用尺寸偏离相应的边界尺寸,则允许基准要素在一定范围内浮动,其浮动范围等于基准要素的体内作用尺寸与相应边界尺寸之差。

基准要素本身采用最小实体要求时,则相应的边界为最小实体实效边界。此时,基准代号应直接标注在形成该最小实体实效边界的形位公差框格下面。基准要素本身不采用最小实体要求时,则相应的边界为最小实体边界。

(3) 零形位公差

当给出的形位公差为零时,则为零形位公差。此时,被测要素的最小实体实效边界等于最小实体边界,最小实体实效尺寸等于最小实体尺寸,并以“0⑦”表示。

(4) 可逆要求应用于最小实体要求

采用可逆的最小实体要求,应在被测要素的形位公差框格中的公差值后加注符号“④”。在不影响零件功能的前提下,位置公差可以反过来补给尺寸公差,即位置公差有富余的情况下,允许尺寸误差超过给定的尺寸公差。

3) 应用实例

【例 3.5】 最小实体要求的实例分析,对图 3.34(a)作出解释。

解: (1) T 、 t 标注解释。

被测槽宽的尺寸公差为 $T_h = 0.4 \text{ mm}$, $D_M = D_{\min} = 3.8 \text{ mm}$, $D_L = D_{\max} = 4.2 \text{ mm}$ 。

在最小实体状态下给定形位公差(位置度) $t_1 = 0.2 \text{ mm}$,当被测要素尺寸(槽宽)偏离最小实体尺寸 4.2 mm 时,形位公差位置度获得补偿,当被测要素尺寸为最大实体状态的尺寸 3.8 mm 时,形位公差位置度获得的补偿最多,此时形位公差具有的最大值可以等于给定形位公差 t_1 与尺寸公差 T_h 之和,即 $t_{\max} = 0.2 + 0.4 = 0.6 \text{ mm}$ 。

(2) 动态公差图: T 、 t 的动态公差图如图 3.34(b) 所示,图形形状为具有二直角的梯形。

(3) 遵守边界: 遵守最小实体实效边界 LMVB,其边界尺寸为

$$D_{LV} = D_{\max} + t_1 = 4.2 + 0.2 = 4.4 \text{ mm}$$

(4) 合格条件: 被测要素的体内作用尺寸 D_h 和局部实际尺寸 D_s 的合格条件为

$$D_h \leq 4.4 \text{ mm}, \quad 3.8 \text{ mm} \leq D_s \leq 4.2 \text{ mm}$$

【例 3.6】 对图 3.35(a)作出解释。

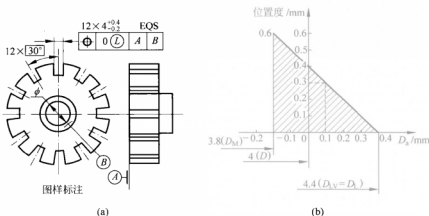


图 3.35 最小实体要求的零形位公差

解: (1) T 、 t 标注解释。

如图 3.35(a)所示,这是最小实体要求的零形位公差。

被测槽宽的尺寸公差为 $T_h = 0.6 \text{ mm}$, $D_M = D_{\min} = 3.8 \text{ mm}$, $D_L = D_{\max} = 4.4 \text{ mm}$ 。在最小实体状态下(4.4 mm)给定形位公差(位置度) $t_1 = 0 \text{ mm}$,当被测要素尺寸(槽宽)偏离最小

实体尺寸 4.4 mm 时,形位公差位置度获得补偿;当被测要素尺寸为最大实体状态的尺寸 3.8 mm 时,形位公差位置度获得的补偿最多,此时形位公差具有的最大值可以等于给定形位公差 t_1 与尺寸公差 T_h 之和,即 $t_{\max}=0+0.6=0.6$ mm。

(2) 动态公差图: T, t 的动态公差图如图 3.35(b) 所示,图形形状为直角三角形。

(3) 遵守边界: 遵守最小实体实效边界 LMVB, 其边界尺寸为

$$D_{LV} = D_{\max} + t_1 = 4.4 + 0 = 4.4 \text{ mm}, \text{ 显然就是最小实体边界 (因为给定的 } t_1 = 0)。$$

(4) 合格条件: 被测要素的体内作用尺寸 D_H 和局部实际尺寸 D_a 的合格条件为

$$D_H \leq 4.4 \text{ mm}, \quad 3.8 \text{ mm} \leq D_a \leq 4.4 \text{ mm}$$

【例 3.7】对图 3.36(a) 作出解释。

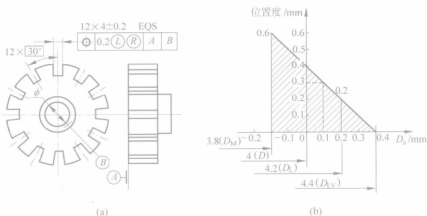


图 3.36 可逆要求用于最小实体要求

解: (1) T, t 标解释释。

如图 3.36(a) 所示为可逆要求用于最小实体要求的槽的位置度问题。被测槽宽的尺寸公差为 $T_h = 0.4$ mm, $D_M = D_{\min} = 3.8$ mm, $D_L = D_{\max} = 4.2$ mm。在最小实体状态下 (4.2 mm) 给定形位公差 (位置度) $t_1 = 0.2$ mm, 当被测要素尺寸 (槽宽的尺寸) 偏离最小实体尺寸 4.2 mm 时, 形位公差位置度获得补偿, 当被测要素尺寸为最大实体状态的尺寸 3.8 mm 时, 形位公差位置度获得的补偿最多, 此时形位公差具有的最大值可以等于给定形位公差 t_1 与尺寸公差 T_h 之和, 即 $t_{\max} = 0.2 + 0.4 = 0.6$ mm。

可逆解释: 在被测要素槽的位置度误差小于给定位置度公差的条件下, 即 f 小于 0.2 mm 时, 被测要素槽的尺寸误差可以超差, 即被测要素槽的实际尺寸可以超出极限尺寸 4.2 mm, 但不可以超出所遵守的边界尺寸 4.4 mm。图 3.36(b) 中横轴的 4.2~4.4 mm 为槽的尺寸误差可以超差的范围 (或称可逆范围)。

(2) 动态公差图: T, t 的动态公差图如图 3.36(b) 所示, 图形形状为三角形。

(3) 遵守边界: 遵守最小实体实效边界 LMVB, 其边界尺寸为

$$D_{LV} = D_{\max} + t_1 = 4.2 + 0.2 = 4.4 \text{ mm}$$

(4) 合格条件: 被测要素的体内作用尺寸 D_H 和局部实际尺寸 D_a 的合格条件为

$$D_H < 4.4 \text{ mm}, \quad 3.8 < D_a < 4.2 \text{ mm}$$

3.5 形位公差的选择

零件的形位误差对机器、仪器的正常使用有很大的影响,同时也会直接影响到产品质量、生产效率与制造成本。

因此正确合理地选择形位公差,对保证机器的功能要求、提高经济效益十分重要。形位公差的选择包括以下内容:形位公差项目的选择,基准要素的选择,公差原则的选择和形位公差数值的选择。

绘制零件图并确定该零件的形位精度时,对于那些对形位精度有特殊要求的要素,应在图样上注出它们的形位公差。一般来说,零件上对形位精度有特殊要求的要素只占少数。而零件上对形位精度没有特殊要求的要素占大多数,它们的形位精度用一般加工工艺就能达到,其形位公差值按 GB/T 1184—1996《形状和位置公差 未注公差值》执行,因而在图样上不必单独注出它们的形位公差,以简化图样标注。当形位公差值大于或小于未注公差值时,则按规定在图样上明确标注出形位公差。

3.5.1 形位公差项目的选择

形位公差项目的选择主要从被测要素的几何特征、功能要求、测量的方便性和特征项目本身的特点等几个方面来考虑。

1. 零件的几何特征

形状公差项目主要是按要素的几何形状特征制定的,因此要素的几何特征自然是选择单一要素公差项目的基本依据。例如,控制平面的形状误差应选择平面度;控制导轨导向面的形状误差应选择直线度;控制圆柱面的形状误差应选择圆度或圆柱度等。

位置公差项目是按要素间几何方位关系制定的,所以关联要素的公差项目应以它与基准间的几何方位关系为基本依据。对线(轴线)、面可规定定向和定位公差,对点只能规定位置度公差,只有回转零件才规定同轴度公差和跳动公差。

2. 零件的使用要求

零件的功能要求不同,对形位公差应提出不同的要求,所以应分析形位误差对零件使用性能的影响。一般说来,平面的形状误差将影响支承面安置的平稳和定位可靠性,影响贴合面的密封性和滑动面的磨损;导轨面的形状误差将影响导向精度;圆柱面的形状误差将影响定位配合的连接强度和可靠性,影响转动配合的间隙均匀性和运动平稳性;轮廓表面或中心要素的位置误差将直接决定机器的装配精度和运动精度,如齿轮箱体上两孔轴线不平行将影响齿轮副的接触精度,降低承载能力,滚动轴承的定位轴肩与轴线不垂直,将影响轴承旋转时的精度等。

3. 检测的方便性

为了检测方便,有时可将所需的公差项目用控制效果相同或相近的公差项目来代替。例如:要素为一圆柱面时,圆柱度是理想的项目,因为它综合控制了圆柱面的各种形状误差,但是,由于圆柱度检测不便,故可选用圆度、直线度几个分项,或者选用径向跳动公差等进行控制。又如:径向圆跳动可综合控制圆度和同轴度误差,而径向圆跳动误差的检测简

简单易行,所以,在不影响设计要求的前提下,可尽量选用径向圆跳动公差项目。同样可近似地用端面圆跳动代替端面对轴线的垂直度公差要求。端面全跳动的公差带和端面对轴线的垂直度的公差带完全相同,可互相取代。

另外,确定形位公差项目还应参照有关专业标准的规定。例如,与滚动轴承相配合孔、轴的形位公差项目,在滚动轴承标准中已有规定;单键、花键、齿轮等标准对有关形位公差也都有相应要求和规定。

3.5.2 基准的选择

基准是确定关联要素间方向和位置的依据,合理选择基准才能保证零件的功能要求和工艺性及经济性。在选择公差项目时,必须同时考虑要采用的基准。基准有单一基准、组合基准及多基准几种形式。选择基准时,一般应从如下几方面考虑。

(1) 根据要素的功能及被测要素间的几何关系来选择基准。如轴类零件,常以两个轴承为支承运转,其运动轴线是安装轴承的两轴颈公共轴线。因此,从功能要求和控制其他要素的位置精度来看,应选这两处轴颈的公共轴线(组合基准)为基准。

(2) 根据装配关系应选零件上相互配合、相互接触的定位要素作为各自的基准。如盘、套类零件多以其内孔轴线径向定位装配或以其端面轴向定位,因此根据需要可选其轴线或端面作为基准。

(3) 从零件结构考虑,应选较宽大的平面、较长的轴线作为基准,以使定位稳定。对结构复杂的零件,一般应选三个基准面,以确定被测要素在空间的方向和位置。

(4) 从加工检测方面考虑,应选择在加工、检测中方便装夹定位的要素为基准。

3.5.3 形位公差值的选择

形位公差值决定了形位公差带的宽度或直径,是控制零件制造精度的直接指标。应合理确定形位公差值,以保证产品功能,提高产品质量,降低制造成本。形位公差值选用的原则是,在满足零件功能要求的前提下,应该尽可能选用较低的公差等级,并考虑加工的经济性、结构及刚性等具体问题。

1. 形状与位置公差数值

按国家标准的规定,对14项形位公差,除线、面轮廓度及位置未规定公差等级外,其余项目均有规定。其中,直线度、平面度、平行度、垂直度、圆柱倾斜度、同轴度、对称度、圆跳动、全跳动划分12级,即1~12级,1级精度最高,12级精度最低;圆度、圆柱度划分为13级,即0~12级,最高级为0级。详见表3.8~表3.12所示。

2. 形位公差值的确定方法

在满足零件功能的前提下,应选取最经济的公差值。根据零件的功能要求,考虑加工的经济性和零件的结构、刚性,按类比法确定形位公差值时,应考虑以下几个方面。

(1) 形位公差各项目数值大小的关系。

① 形状公差与位置公差的关系:同一要素上给定的形状公差值应小于位置公差值,定向公差值应小于定位公差值($t_{\text{形状}} < t_{\text{定向}} < t_{\text{定位}}$)。如同一平面上,平面度公差值应小于该平面对基准平面的平行度公差值。

表 3.8 直线度、平面度的公差值

主参数 L/mm	公差等级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	公差值/ μm											
≤ 10	0.2	0.4	0.8	1.2	2	3	5	8	12	20	30	60
$>10\sim 16$	0.25	0.5	1	1.5	2.5	4	6	10	15	25	40	80
$>16\sim 25$	0.3	0.6	1.2	2	3	5	8	12	20	30	50	100
$>25\sim 40$	0.4	0.8	1.5	2.5	4	6	10	15	25	40	60	120
$>40\sim 63$	0.5	1	2	3	5	8	12	20	30	50	80	150
$>63\sim 100$	0.6	1.2	2.5	4	6	10	15	25	40	60	100	200
$>100\sim 160$	0.8	1.5	3	5	8	12	20	30	50	80	120	250
$>160\sim 250$	1	2	4	6	10	15	25	40	60	100	150	300
$>250\sim 400$	1.2	2.5	5	8	12	20	30	50	80	120	200	400
$>400\sim 630$	1.5	3	6	10	15	25	40	60	100	150	250	500
$>630\sim 1000$	2	4	8	12	20	30	50	80	120	200	300	600

表 3.9 圆度、圆柱度的公差值

主参数 $d(D)/\text{mm}$	公差等级												
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	公差值/ μm												
≤ 3	0.1	0.2	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25
$>3\sim 6$	0.1	0.2	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30
$>6\sim 10$	0.12	0.25	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36
$>10\sim 18$	0.15	0.25	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43
$>18\sim 30$	0.2	0.3	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52
$>30\sim 50$	0.25	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62
$>50\sim 80$	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74
$>80\sim 120$	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87
$>120\sim 180$	0.6	1	1.2	2	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100
$>180\sim 250$	0.8	1.2	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115
$>250\sim 315$	1.0	1.6	2.5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130
$>315\sim 400$	1.2	2	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140
$>400\sim 500$	1.5	2.5	5	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155

表 3.10 平行度、垂直度、倾斜度的公差值

主参数 $L, d(D)/\text{mm}$	公差等级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	公差值/ μm											
≤ 10	0.4	0.8	1.5	3	5	8	12	20	30	50	80	120
$>10 \sim 16$	0.5	1	2	4	6	10	15	25	40	60	100	150
$>16 \sim 25$	0.6	1.2	2.5	5	8	12	20	30	50	80	120	200
$>25 \sim 40$	0.8	1.5	3	6	10	15	25	40	60	100	150	250
$>40 \sim 63$	1	2	4	8	12	20	30	50	80	120	200	300
$>63 \sim 100$	1.2	2.5	5	10	15	25	40	60	100	150	250	400
$>100 \sim 160$	1.5	3	6	12	20	30	50	80	120	200	300	500
$>160 \sim 250$	2	4	8	15	25	40	60	100	150	250	400	600
$>250 \sim 400$	2.5	5	10	20	30	50	80	120	200	300	500	800
$>400 \sim 630$	3	6	12	25	40	60	100	150	250	400	600	1000
$>630 \sim 1000$	4	8	15	30	50	80	120	200	300	500	800	1200

表 3.11 同轴度、对称度、圆跳动、全跳动的公差值

主参数 $d(D), B, L/\text{mm}$	公差等级											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	公差值/ μm											
≤ 1	0.4	0.6	1.0	1.5	2.5	4	6	10	15	25	40	60
$>1 \sim 3$	0.4	0.6	1.0	1.5	2.5	4	6	10	20	40	60	120
$>3 \sim 6$	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	12	25	50	80	150
$>6 \sim 10$	0.6	1	1.5	2.5	4	6	10	15	30	60	100	200
$>10 \sim 18$	0.8	1.2	2	3	5	8	12	20	40	80	120	250
$>18 \sim 30$	1	1.5	2.5	4	6	10	15	25	50	100	150	300
$>30 \sim 50$	1.2	2	3	5	8	12	20	30	60	120	200	400
$>50 \sim 120$	1.5	2.5	4	6	10	15	25	40	80	150	250	500
$>120 \sim 250$	2	3	5	8	12	20	30	50	100	200	300	600
$>250 \sim 500$	2.5	4	6	10	15	25	40	60	120	250	400	800

表 3.12 位置度的公差值数系

优先数系	1	1.2	1.6	2	2.5	3	4	5	6	8
	1×10^n	1.2×10^n	1.6×10^n	2×10^n	2.5×10^n	3×10^n	4×10^n	5×10^n	6×10^n	8×10^n

注: n 为正整数。

② 形位公差和尺寸公差的关系: 圆柱形零件的形状公差一般情况下应小于其尺寸公差值; 线对线或面对面的平行度公差值应小于其相应距离的尺寸公差值。圆度、圆柱度公差值约为同级尺寸公差的 50%, 因而一般可按同级选取。例如, 尺寸公差为 IT6, 则圆度、圆柱度公差通常也选 6 级, 必要时也可比尺寸公差等级高 1~2 级。

③ 形位公差与表面粗糙度的关系: 通常表面粗糙度的 R_a 值可约占形状公差值的 20%~25%。

(2) 在满足功能要求的前提下, 考虑加工的难易程度、测量条件等, 应当适当降低 1~2 级选用; 细长且比较大的轴和孔; 距离较大的轴和孔; 宽度较大(一般大于 1/2 长度)的零件表面。另外当孔相对于轴, 以及线对线和线对面对的平行度、垂直度公差相对于面对面的平行度、垂直度公差, 都应当降低 1~2 级选用。

(3) 确定与标准件相配合的零件形位公差值, 不但要考虑形位公差国家标准的规定, 还应遵守有关国家标准的规定。

表 3.13~表 3.16 列出了各种形位公差等级的应用举例, 可供类比时参考。

表 3.13 直线度、平面度公差等级应用

公差等级	应用举例
1, 2	用于精密量具、测量仪器以及精度要求高的精密机械零件, 如量块、零级样板、平尺、零级宽平尺、工具显微镜等精密量具的导轨面等
3	1 级宽平尺工作面, 1 级样板平尺的工作面, 测量仪器圆弧导轨的直线度, 量具的测杆等
4	零级平板, 测量仪器的 V 形导轨, 高精度平面磨床的 V 形导轨和滚动导轨等
5	1 级平板, 2 级宽平尺, 平面磨床的导轨、工作台, 液压龙门刨床导轨面, 柴油机进气、排气阀门导杆等
6	普通机床导轨面, 柴油机机体结合面等
7	2 级平板, 机床主轴箱结合面, 液压泵盖、减速器壳体结合面等
8	机床传动箱体、挂轮箱体、溜板箱体, 柴油机汽缸体, 连杆分离面, 缸盖结合面, 汽车发动机缸盖, 曲轴箱结合面, 液压管件和法兰连接面等
9	自动车床床身底面, 摩托车曲轴箱体, 汽车变速箱壳体, 手动机械的支承面等

表 3.14 圆度、圆柱度公差等级应用

公差等级	应用举例
0, 1	高精度量仪主轴, 高精度机床主轴, 滚动轴承的滚珠和滚柱等
2	精密量仪主轴、外套、阀套, 高压油泵柱塞及套, 纺锭轴承, 高速柴油机进、排气门, 精密机床主轴轴颈, 针阀圆柱表面, 喷油泵柱塞及柱塞套等
3	高精度外圆磨床轴承, 磨床砂轮主轴套筒, 喷油嘴针, 阀体, 高精度轴承内外圈等
4	较精密机床主轴、主轴箱孔, 高压阀门, 活塞, 活塞销, 阀体孔, 高压油泵柱塞, 较高精度滚动轴承配合轴, 铣削动力头箱体孔等
5	一般计量仪器主轴、测杆外圆柱面, 陀螺仪轴颈, 一般机床主轴轴颈及轴承孔, 柴油机、汽油机的活塞、活塞销, 与 P6 级滚动轴承配合的轴颈等

续表

公差等级	应用举例
6	一般机床主轴及前轴承孔, 泵、压缩机的活塞、汽缸, 汽油发动机凸轮轴, 纺机锭子, 减速传动轴轴颈, 高速船用发动机曲轴、拖拉机曲轴主轴颈, 与 P6 级滚动轴承配合的外壳孔, 与 P0 级滚动轴承配合的轴颈等
7	大功率低速柴油机曲轴轴颈、活塞、活塞销、连杆、汽缸, 高速柴油机箱体轴承孔, 千斤顶或压力油缸活塞, 机车传动轴, 水泵及通用减速器转轴轴颈, 与 P0 级滚动轴承配合的外壳孔等
8	低速发动机、大功率曲柄轴轴颈, 压气机连杆盖、体, 拖拉机汽缸、活塞, 炼胶机冷铸轴辊, 印刷机传墨辊, 内燃机曲轴轴颈, 柴油机凸轮轴承孔, 凸轮轴, 拖拉机、小型船用柴油机汽缸套等
9	空气压缩机缸体, 液压传动筒, 通用机械杠杆与拉杆用套筒销子, 拖拉机活塞环、套筒孔

表 3.15 平行度、垂直度、倾斜度公差等级应用

公差等级	应用举例
1	高精度机床、测量仪器、量具等主要工作面和基准面等
2, 3	精密机床、测量仪器、量具、模具的工作面和基准面, 精密机床的导轨, 重要箱体主轴孔的基准面, 精密机床主轴轴肩端面, 滚动轴承座圈端面, 普通机床的主要导轨, 精密刀具的工作面和基准面等
4, 5	普通机床导轨, 重要支承面, 机床主轴孔对基准的平行度, 精密机床重要零件, 计量仪器、量具、模具的工作面和基准面, 床头箱体重要孔, 通用减速器壳体孔, 齿轮泵的油孔端面, 发动机轴和离合器的凸缘, 汽缸支承端面, 安装精密滚动轴承壳体孔的凸肩等
6, 7, 8	一般机床的工作面和基准面, 压力机和锻锤的工作面, 中等精度钻模的工作面, 机床一般轴承孔对基准的平行度, 变速器箱体孔, 主轴花键对定心直径部位轴线的平行度, 重型机械轴承盖端面, 卷扬机、手动传动装置中的传动轴, 一般导轨、主轴箱体孔, 刀架, 砂轮架, 汽缸配合面对基准轴线, 活塞销孔对活塞中心线的垂直度, 滚动轴承内、外圈端面对轴线的垂直度等
9, 10	低精度零件, 重型机械滚动轴承端盖, 柴油机、煤气发动机箱体曲轴孔、曲轴颈、花键轴和轴肩端面, 皮带运输机法兰盘等端面对轴线的垂直度, 手动卷扬机及传动装置中的轴承端面, 减速器壳体平面等

表 3.16 同轴度、对称度、跳动公差等级应用

公差等级	应用举例
1, 2	精密测量仪器的主轴和顶尖, 柴油机喷油嘴针阀等
3, 4	机床主轴轴颈, 砂轮轴轴颈, 汽轮机主轴, 测量仪器的小齿轮轴, 安装高精度齿轮的轴颈等
5	机床轴颈, 机床主轴箱孔, 套筒, 测量仪器的测量杆, 轴承座孔, 汽轮机主轴, 柱塞油泵转子, 高精度轴承外圈, 一般精度轴承内圈等
6, 7	内燃机曲轴, 凸轮轴轴颈, 柴油机机体主轴轴承孔, 水泵轴, 油泵柱塞, 汽车后桥输出轴, 安装一般精度齿轮的轴颈, 涡轮盘, 测量仪器杠杆轴, 电机转子, 普通滚动轴承内圈, 印刷机传墨辊的轴颈, 键槽等
8, 9	内燃机凸轮轴孔, 连杆前端铜套, 齿轮轴, 水泵叶轮, 离心泵体, 汽缸套外径配合面对内径工作面, 运输机械滚筒表面, 压缩机十字头, 安装低精度齿轮用轴颈, 棉花精梳机前后滚子, 自行车中轴等

3.5.4 公差原则的选择

选择公差原则和公差要求时,应根据被测要素的功能要求,各公差原则的应用场合、可行性和经济性等方面来考虑。表 3.17 列出了几种公差原则和要求的场合和示例,可供选择时参考。

表 3.17 公差原则和公差要求选择示例

公差原则	应用场合	示例
独立原则	尺寸精度与形位精度需要分别满足要求	齿轮箱体孔的尺寸精度与两孔轴线的平行度;连杆活塞销孔的尺寸精度与圆柱度;滚动轴承内、外圈滚道的尺寸精度与形状精度
	尺寸精度与形位精度要求相差较大	滚筒类零件尺寸精度要求很低,形状精度要求较高;平板的尺寸精度要求不高,形状精度要求很高;通油孔的尺寸有一定精度要求,形状精度无要求
	尺寸精度与形位精度无联系	滚子链条的套筒或滚子内、外圆柱面的轴线同轴度与尺寸精度;发动机连杆上的尺寸精度与孔轴线间的位置精度
	保证运动精度	导轨的形状精度要求严格,尺寸精度一般
	保证密封性	汽缸的形状精度要求严格,尺寸精度一般
	未注公差	凡未注尺寸公差与未注形位公差都采用独立原则,如退刀槽、倒角、圆角等非功能要素
包容要求	保证国标规定的配合性质	$\phi 30H7$ 孔与 $\phi 30h6$ 轴的配合,可以保证配合的最小间隙等于零
	尺寸公差与形位公差间无严格比例关系要求	一般的孔与轴配合,只要求作用尺寸不超越最大实体尺寸,局部实际尺寸不超越最小实体尺寸
最大实体要求	保证关联作用尺寸不超越最大实体尺寸	关联要素的孔与轴有配合性质要求,在公差框格的第二格标注
	保证可装配性	轴承盖上用于穿过螺钉的通孔;法兰盘上用于穿过螺栓的通孔
最小实体要求	保证零件强度和最小壁厚	孔组轴线的任意方向位置度公差,采用最小实体要求可保证孔组间的最小壁厚
可逆要求	与最大(最小)实体要求联用	能充分利用公差带,扩大被测要素实际尺寸的变动范围,在不影响使用性能要求的前提下可以选用

3.6 形状与位置公差未注公差值的规定

GB/T 1184—1996 规定的形位公差未注公差值,符合采用常用设备加工制造即能保证的精度等级。图样中零件的许多要素的形位公差值采用未注公差值即可满足要求。未注公差不需要在图样上标注。由于功能的要求,零件上某些要素的公差值低于未注公差值,或者要求要素的公差值高于未注公差值时,能给工厂的加工带来经济效益,应按 GB/T 1184—1996 规定,在图样中用框格给出形位公差要求。

为了简化图样,对一般机床加工能保证的形位精度,不必在图样上注出形位公差。图样

上没有具体注明形位公差值的要素,其形位精度应按下列规定执行。

(1) 对未注直线度、平面度、垂直度、对称度和圆跳动各规定了 H、K、L 三个公差等级,其公差值如表 3.18~表 3.21 所示。采用规定的未注公差值时,应在标题栏附件或技术要求中注出公差等级代号及标准编号,如“GB/T 1184—H”。

表 3.18 直线度和平面度未注公差值

公差等级	基本长度范围/mm					
	≤10	>10~30	>30~100	>100~300	>300~1000	>1000~3000
H	0.02	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4
K	0.05	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8
L	0.1	0.2	0.4	0.8	1.2	1.6

表 3.19 垂直度未注公差值

公差等级	基本长度范围/mm			
	≤100	>100~300	>300~1000	>1000~3000
H	0.2	0.3	0.4	0.5
K	0.4	0.6	0.8	1
L	0.6	1	1.5	2

表 3.20 对称度未注公差值

公差等级	基本长度范围/mm			
	≤100	>100~300	>300~1000	>1000~3000
H	0.5	0.5	0.5	0.5
K	0.6	0.6	0.8	1
L	0.6	1	1.5	2

表 3.21 圆跳动未注公差值

公差等级	公差值/mm
H	0.1
K	0.2
L	0.5

(2) 未注圆度公差值等于直径公差值,但不能大于表 3.11 中的径向圆跳动值。

(3) 未注圆柱度公差由圆度、直线度和素线平行度的注出公差或未注公差控制。

(4) 未注平行度公差值等于尺寸公差值或直线度和平面度未注公差值中的较大者。

(5) 未注同轴度的公差值可以和表 3.21 中规定的圆跳动的未注公差值相等。

(6) 未注线、面轮廓度,倾斜度,位置度和全跳动的公差值均应由各要素的注出或未注

线性尺寸公差或角度公差控制。

复习与思考

1. 试述形位公差带与尺寸公差带的异同点。
2. 径向圆跳动与同轴度、端面跳动与端面垂直度有哪些关系？
3. 试述径向全跳动公差带与圆柱度公差带、端面全跳动公差带与回转体端面垂直度公差带的异同点。
4. 什么叫实效尺寸？它与作用尺寸有何关系？
5. 如图 3.37 所示，被测要素采用的公差原则是____，最大实体尺寸是____ mm，最小实体尺寸是____ mm，实效尺寸是____ mm，垂直度公差给定值是____ mm，垂直度公差最大补偿值是____ mm。设孔的横截面形状正确，当孔实际尺寸处处都为 $\phi 60$ mm 时，垂直度公差允许值是____ mm，当孔实际尺寸处处都为 $\phi 60.10$ mm 时，垂直度公差允许值是____ mm。
6. 试根据图 3.38 填写表 3.22。

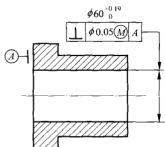


图 3.37 轴套

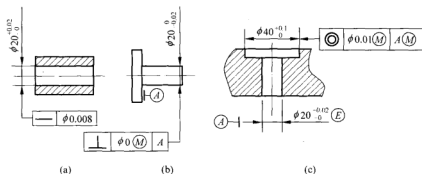


图 3.38 公差原则或公差要求的标注

表 3.22 公差原则或公差要求的内容

图例	采用公差原则	边界及边界尺寸	给定的形位公差值	可能允许的最大形位误差值
(a)				
(b)				
(c)				

7. 如图 3.39 所示的零件，标注位置公差不同，它们所要控制的位置误差有何区别？试加以分析说明。

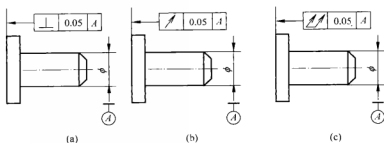


图 3.39 位置公差标注

8. 将下列技术要求标注在图 3.40 上。

- (1) $\phi 100h6$ 圆柱表面的圆度公差为 0.005 mm 。
- (2) $\phi 100h6$ 轴线对 $\phi 40P7$ 孔轴线的同轴度公差为 $\phi 0.015\text{ mm}$ 。
- (3) $\phi 40P7$ 孔的圆柱度公差为 0.005 mm 。
- (4) 左端的凸台平面对 $\phi 40P7$ 孔轴线的垂直度公差为 0.01 mm 。
- (5) 右凸台端面对左凸台端面的平行度公差为 0.02 mm 。

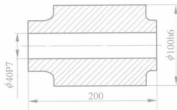


图 3.40 加工件(一)

9. 改正图 3.41 中各项形位公差标注上的错误(不得改变形位公差项目)。

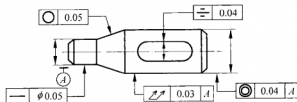


图 3.41 加工件(二)

在机械加工过程中,由于刀具或砂轮切削后遗留的刀痕、切削过程中切屑分离时的塑性变形,以及机床的振动等原因,会使被加工零件的表面存在一定的几何形状误差。为了保证和提高产品的质量,促进互换性生产,适应国际交流和对外贸易,我国等效采用 ISO 有关标准,制定了表面粗糙度的相关标准,并多次进行修改,本章以 GB/T 3505—2000《产品几何技术规范 表面结构轮廓法 表面结构术语、定义及参数》为例介绍表面粗糙度的相关内容。其他相关标准还有 GB/T 1031—1995《表面粗糙度 参数及其数值》、GB/T 131—1993《表面粗糙度符号、代号及其标注》、GB/T 7220—2005《产品几何技术规范 表面结构轮廓法、表面粗糙度术语参数测量》等。

4.1 表面结构

经过加工后的机器零件,其表面状态是比较复杂的。表面的实际轮廓是指平面与实际表面垂直相交所得的轮廓线。按照所取截面方向的不同,又可分为横向实际轮廓和纵向实际轮廓。在评定或测量表面粗糙度时,除非特别指明,通常是指横向实际轮廓,即与加工纹理方向垂直的截面上的轮廓,如图 4.1 所示。若将其截面放大来看,零件的表面总是凹凸不平的,由一些微小间距和微小峰谷组成。

机械零件表面精度所研究和描述的对象是零件的表面形貌特性。零件的表面形貌可以分为 3 种,如图 4.2 所示。

1. 表面粗糙度

零件表面所具有的微小峰谷的不平程度属于表面粗糙度,其波长和波高之比一般小于 50(波距小于 1mm)。

2. 表面波紋度

零件表面中峰谷的波长和波高之比等于 50~1000 的不平程度称为波紋度(波距在 1~10 mm)。

3. 形状误差

零件表面中峰谷的波长和波高之比大于 1000 的不平程度属于形状误差(波距大于 10 mm)。

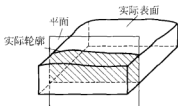


图 4.1 零件表面的实际轮廓

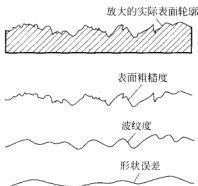


图 4.2 放大的实际表面轮廓

4.2 表面粗糙度的概念

4.2.1 表面粗糙度的定义

表面粗糙度是指由加工表面上具有的较小间距和谷峰所组成的微观几何形状特征。在加工中,由于刀具与零件表面间的摩擦、切屑分离时工件表面层的塑性变形、工艺系统的振动及机床精度等多种原因而形成被加工零件表面的较小间距和较小峰谷的微观几何误差。

零件表面粗糙度影响零件的使用性能和使用寿命,在保证零件的尺寸、形状和位置精度的同时,不能忽视表面粗糙度的影响,特别是转速高、密封性能要求高的部件要格外重视。

4.2.2 表面粗糙度对零件机械性能的影响

表面粗糙度对机械零件使用性能及其寿命影响较大,尤其对在高温、高速和高压条件下工作的机械零件影响更大,其影响主要表现在以下几个方面。

1. 对配合性质的影响

对于间隙配合,相对运动的表面因轮廓峰顶较快地被磨平,致使实际间隙增大,因此会降低预定的配合性质;对于过盈配合,表面轮廓峰顶在装配时易被挤平,使实际有效过盈减小,因而降低过盈连接强度;对于过渡配合,由于间隙或过盈均较小,为了防止配合表面粗糙而影响过渡配合性质,故粗糙值不应太大。可见,为了保证间隙配合的稳定性、过渡配合的性质以及过盈配合的连接强度,适当提高零件表面粗糙度是有效的措施,特别是对小尺寸配合件更为明显。

2. 对耐磨性的影响

具有表面粗糙度的两个零件,当它们接触并产生相对运动时只是一些峰顶间的接触,从而减少了接触面积,因而使压力增大,磨损加剧,耐磨性随之降低。

但需指出,零件表面越光滑,磨损量不一定越小。因为零件的耐磨性除受表面粗糙度影响外,还与磨损下来的金属微粒的刻划,以及润滑油被挤出和分子间的吸附作用等因素有关。所以,过于光滑表面的耐磨性不一定好。

3. 对疲劳强度的影响

零件表面粗糙度要求越低,表面越粗糙,其刀痕和裂纹等均易引起应力集中,从而导致疲劳强度降低。但表面粗糙度对铸铁零件的疲劳强度的影响不甚明显;而对于钢零件,其强度越高影响越大。因此,在一般情况下,零件疲劳强度随表面粗糙度要求的提高而提高。

4. 对接触刚度的影响

由于微观不平度的影响,配合表面的实际接触面仅为理想接触面积的一部分,造成单位面积压力增大,轮廓顶峰处极易产生接触变形,因而降低了接触刚度。因此,较高的表面粗糙度要求可保证良好的接触刚度。

5. 对耐腐蚀性的影响

粗糙的表面,易使腐蚀性物质存积在表面的微观峰谷处,并渗入到金属内部,致使腐蚀加剧。因此,提高零件表面粗糙度的质量,可以增强其抗腐蚀的能力。

6. 对冲击强度的影响

对于钢制零件,其冲击强度值因表面粗糙度要求的降低而减小,当配合件在低温状态工作时,这种影响更为明显。

7. 对其他性能的影响

表面粗糙度对零件性能的影响是多方面的,例如:运动副表面粗糙不平,会使运转时的振动和噪声增加;冲压零件的表面粗糙度要求适当,既可存有润滑,又可防止表面擦伤,甚至可防止产生裂纹;当高频电流经导体表面时,由于导体粗糙度的影响,其表面的实际电阻值大于理论值,致使导电电阻增大;表面粗糙度还将增大管壁对液体流动的阻力,增加工件尺寸的测量误差等。

4.3 表面粗糙度的评定

4.3.1 基本术语

1. 取样长度和评定长度

1) 取样长度(l_r)

取样长度是用于判别被评定轮廓的不规则特征的 X 轴方向上的长度,即测量或评定表面粗糙度时所规定的一段基准线长度,它至少包含 5 个以上轮廓峰和谷,如图 4.3 所示,取样长度值的大小对表面粗糙度测量结果有影响,一般表面越粗糙,取样长度就越大,国家标

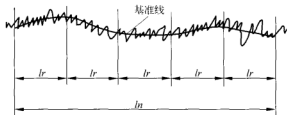


图 4.3 取样长度 l_r 和评定长度 l_n

准规定的取样长度选用值见表 4.1。由于加工表面的不均匀性,在评定表面粗糙度时,需要规定取样长度和评定长度等技术参数,以限制和减弱表面波紋度对表面粗糙度测量结果的影响。

表 4.1 取样长度和评定长度的选用值(摘自 GB/T 1031—1995)

$Ra/\mu\text{m}$	$Rz/\mu\text{m}$	lr/mm	$ln/\text{mm}(ln=5lr)$
$\geq 0.008 \sim 0.02$	$\geq 0.025 \sim 0.10$	0.08	0.4
$> 0.02 \sim 0.10$	$> 0.10 \sim 0.50$	0.25	1.25
$> 0.10 \sim 2.0$	$> 0.05 \sim 10.0$	0.8	4.0
$> 2.0 \sim 10.0$	$> 10.0 \sim 50.0$	2.5	12.5
$> 10.0 \sim 80.0$	$> 50.0 \sim 320$	8.0	40.0

2) 评定长度(ln)

评定长度是用于判别被评定轮廓的 X 轴方向上的长度。由于零件表面粗糙度不均匀,为了合理地反映其特征,在测量和评定时所规定的一段最小长度称为评定长度(ln)。

评定长度包括一个或几个取样长度,由于零件表面各部分的表面粗糙度不一定很均匀,在一个取样长度上往往不能合理地反映某一表面粗糙度特征,故需在表面上取几个取样长度来评定表面粗糙度。一般情况下,取 $ln=5lr$,称为标准长度,如图 4.3 所示。如果评定长度取为标准长度,则评定长度不需在表面粗糙度代号中注明。当然,根据情况,也可取非标准长度,如果被测表面均匀性较好,测量时,可选 $ln<5lr$;若均匀性差,可选 $ln>5lr$ 。

2. 轮廓中线

轮廓中线是具有几何轮廓形状并划分轮廓的基准线,基准线有以下两种。

1) 轮廓最小二乘中线

轮廓的最小二乘中线是在取样长度范围内,实际被测轮廓线上的各点至该线的距离平方和为最小,即 $\int_0^l y^2 dx = \min$,如图 4.4 所示。

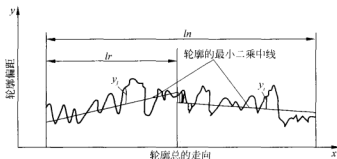


图 4.4 轮廓最小二乘中线

2) 轮廓算术平均中线

轮廓的算术平均中线是在取样长度范围内,将实际轮廓划分上下两部分,且使上、下两

部分面积相等的直线,即 $F_1 + F_2 + \dots + F_i + \dots + F_n = F'_1 + F'_2 + \dots + F'_i + \dots + F'_n$,如图 4.5 所示。

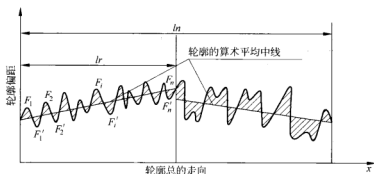


图 4.5 轮廓算术平均中线

轮廓算术平均中线往往不是惟一的,在一簇算术平均中线中只有一条与最小二乘中线重合。在实际评定和测量表面粗糙度时,使用图解法时可用算术平均中线代替最小二乘中线。

3. 几何参数

(1) 轮廓峰(profile peak):是指轮廓与轮廓中线相交,相邻两交点之间的轮廓外凸部分,如图 4.6 所示。

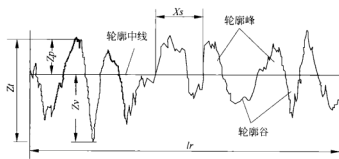


图 4.6 表面轮廓几何参数

(2) 轮廓谷(profile valley):是指轮廓与轮廓中线相交,相邻两交点之间的轮廓内凹部分,如图 4.6 所示。

(3) 轮廓单元(profile element):是指相邻轮廓峰与轮廓谷的组合。

(4) 轮廓单元宽度 X_s (profile element width):是指 X 轴线与轮廓单元相交线段的长度,如图 4.6 所示。

(5) 轮廓单元高度 Z_t (profile element height):是指一个轮廓单元的峰高与谷深之和,如图 4.6 所示。

(6) 轮廓峰高 Z_p (profile peak height):是指轮廓最高点到 X 轴线的距离,如图 4.6 所示。

(7) 轮廓谷深 Z_v (profile valley height):是指轮廓谷最低点到 X 轴线的距离,如图 4.6 所示。

4.3.2 评定参数

为了满足对零件表面不同的功能要求,国家标准 GB/T 3505—2000 从表面微观几何形状幅度、间距和形状等三个方面的特征,规定了相应的评定参数。

1. 高度特性参数

国家标准(GB/T 1031—1995)规定了两项高度参数,轮廓算术平均偏差 R_a 和轮廓最大高度 R_z 。

(1) 轮廓算术平均偏差: 在一个取样长度内纵坐标值 $Z(x)$ 绝对值的算术平均值,如图 4.7 所示,用 R_a 表示。

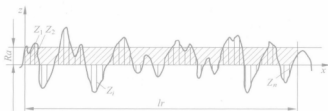


图 4.7 轮廓算术平均偏差

$$R_a = \frac{1}{l_r} \int_0^{l_r} |Z(x)| dx \quad (4.1)$$

或近似为

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |Z_i| \quad (4.2)$$

测得的 R_a 值越大,则表面越粗糙。 R_a 能客观地反映表面微观几何形状误差,但因受到计量器具功能的限制,不宜用作过于粗糙或太光滑表面的评定参数。

(2) 轮廓的最大高度: 在一个取样长度内,最大轮廓峰高 Z_p 和最大轮廓谷深 Z_v 之和的高度,用 R_z 表示,即

$$R_z = Z_p + Z_v = \max\{Z_{p_i}\} + \max\{Z_{v_i}\} \quad (4.3)$$

式中, Z_p 、 Z_v 都取正值。如图 4.8 所示,轮廓最大高度 $R_z = Z_{p_6} + Z_{v_2}$ 。

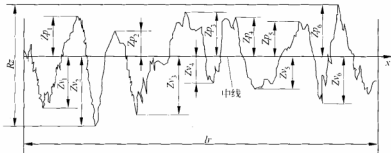


图 4.8 轮廓最大高度

2. 间距特性参数

轮廓单元的平均宽度：在一个取样长度内轮廓单元宽度 Xs 的平均值，如图 4.9 所示，用 Rsm 表示，即

$$Rsm = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m Xs_i \quad (4.4)$$

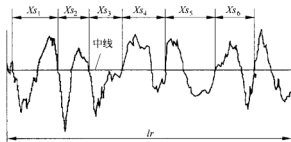


图 4.9 轮廓单元的平均宽度

3. 形状特性参数

轮廓的支承长度率：在给定的水平位置 c 上轮廓的实体材料长度 $Ml(c)$ 与评定长度的比率，如图 4.10 所示，用 $Rmr(c)$ 表示，即

$$Rmr(c) = \frac{Ml(c)}{ln} \quad (4.5)$$

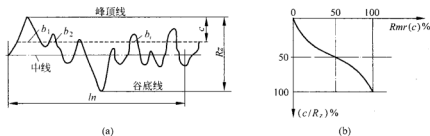


图 4.10 支承比率曲线

轮廓的实体材料长度 $Ml(c)$ ，是指在评定长度内，一平行于 X 轴的直线从峰顶线向下移一水平截距 c 时，与轮廓相截所得的各段截线长度之和，如图 4.10(a) 所示。即

$$Ml(c) = b_1 + b_2 + \cdots + b_i + \cdots + b_n = \sum_{i=1}^n b_i \quad (4.6)$$

轮廓的水平截距 c 可用 μm 或用它占轮廓最大高度百分比表示。由图 4.10(a) 可以看出，支承长度率是随着水平截距的大小而变化的，其关系曲线称为支承长度率曲线，如图 4.10(b) 所示，从中可以明显看出支承长度的变化趋势，比较直观。支承长度率曲线对于反映表面耐磨性具有显著的功效。

4.4 表面粗糙度参数值及其选用

确定零件表面粗糙度时,既要满足零件表面的功能要求,又要考虑经济性。表面粗糙度选择包括参数选择和参数值的选择。

4.4.1 参数的选择

确定表面粗糙度时,可在两项高度特性参数 R_a 、 R_z 中选取,只有当用高度参数不能满足表面功能要求时,才选取附加参数。

1. 高度特性参数的选择

R_a 、 R_z 是标准规定必须标注的参数(两者只需取其一),故又称为基本参数。 R_a 是国家标准推荐首先选用的高度特性参数,是世界主要工业国家表面粗糙度标准广泛采用的最基本的评定参数。 R_a 能充分反映零件表面微观几何形状特征及凸峰高度,且测量较方便,用普通的轮廓仪就可测得 R_a 值,它是一个表征零件表面耐磨性的参数。一般情况下, R_a 越小,表面越光洁,在常用参数范围内($0.025 \mu\text{m} < R_a < 0.63 \mu\text{m}$, R_z 为 $0.1 \sim 25 \mu\text{m}$)优先选用 R_a 。

R_z 是反映最大高度的参数,对疲劳强度来讲,表面如存在较深的痕迹,就容易产生疲劳裂纹而导致损坏,因此这种情况采用 R_z 为好。另外,当测量面积很小时,如顶尖、刀具的刃部、仪表小元件的表面,难以取得一个规定的取样长度,用 R_a 困难,采用 R_z ,则有实际意义。

2. 附加参数的选择

相对基本参数而言,间距特性参数 R_{sm} 与形状特性参数 $R_{mr}(c)$,称为附加参数,其应用只限于零件重要表面并有特殊使用要求时。

当表面功能需要控制加工痕迹的疏密度时,可选用间距特性参数 R_{sm} ,该参数主要影响表面的涂漆性能、抗腐蚀性、减小流体流动摩擦阻力等要求。

形状特性参数 $R_{mr}(c)$ 是高度参数和间距参数的综合。 $R_{mr}(c)$ 能很直观且比较全面地反映表面的耐磨性,同时也能反映表面的接触刚度和结合面的密封性等。因此,对于耐磨性、接触刚度及密封性等性能要求较高的重要零件表面,附加参数 $R_{mr}(c)$ 的要求是一种良好的措施。

4.4.2 参数值的选择

表面粗糙度参数值的选用原则是满足功能要求,其次是考虑经济性及工艺的可能性。在满足功能要求的前提下,参数的允许值应尽可能大些(除 $R_{mr}(c)$ 外)。

在工程实际中,由于表面粗糙度和功能的关系十分复杂,因而很难准确地确定参数的允许值,在具体设计时,一般多采用经验统计资料,用类比法来选用。

根据类比法初步确定表面粗糙度后,再对比工作条件做适当调整。这时应注意下述一些原则:

- (1) 同一零件上,工作表面的粗糙度应高于非工作表面的粗糙度。
- (2) 摩擦表面应比非摩擦表面的表面粗糙度高;滚动摩擦表面应比滑动摩擦表面的表

面粗糙度高;运动速度高、单位压力大的摩擦表面应比运动速度低、单位压力小的摩擦表面的表面粗糙度高。

(3) 受循环负荷的表面及容易引起应力集中的部位(如圆角、沟槽),其表面粗糙度要求应较高。

(4) 配合性质要求高的结合表面、配合间隙小的间隙配合表面以及要求连接可靠、受重载的过盈配合表面等,均应选用较高的表面粗糙度。配合间隙或过盈量与表面粗糙度的对应关系参见表 4.2。

表 4.2 配合间隙或过盈量与表面粗糙度的对应关系

间隙或过盈量/ μm	表面粗糙度/ μm	
	轴	孔
<2.5	0.05	0.1
$>2.5\sim 4$	0.10	0.20
$>4\sim 6.5$		0.40
$>6.5\sim 10$	0.20	0.80
$>10\sim 16$	0.40	
$>16\sim 25$	0.40	
$>25\sim 40$	0.80	1.6

(5) 要求防腐蚀、密封性能好或外表美观的表面粗糙度要求应较高。

(6) 凡有关标准已对表面粗糙度要求作出规定(如与滚动轴承配合的轴颈和外壳孔的表面粗糙度)的,则应按该标准确定表面粗糙度参数值。

(7) 配合性质相同时,零件尺寸越小,则表面粗糙度越高;同一公差等级,小尺寸比大尺寸、轴比孔的表面粗糙度要高;轴和孔的公差等级与表面粗糙度 R_a 的对应关系见表 4.2。

通常尺寸公差、表面形状公差小时,表面粗糙度要求也高。但表面粗糙度参数值和尺寸公差、表面形状公差之间并不存在确定的函数关系,如手轮、手柄的尺寸公差较大,但表面粗糙度要求却较高。一般情况下,它们之间有一定的对应关系。设表面形状公差值为 t ,尺寸公差值为 T ,其对应关系可参照表 4.3。轮廓算数平均偏差 R_a 的数值规定见表 4.4;轮廓最大高度 R_z 的数值规定见表 4.5;间距特性参数 RS_m 与形状特性参数 $Rmr(c)$ 的数值规定见表 4.6 和表 4.7;表面粗糙度 R_a 的应用实例见表 4.8;常用加工方法能够达到的表面粗糙度 R_a 数值见表 4.9。

表 4.3 R_a 与形状公差 t 及尺寸公差 T 的关系

分 级	t 和 T 关系	R_a 和 T 关系	R_z 和 T 关系
普通精度	$t \approx 0.6T$	$R_a \leq 0.05T$	$R_z \leq 0.2T$
较高精度	$t \approx 0.4T$	$R_a \leq 0.025T$	$R_z \leq 0.1T$
提高精度	$t \approx 0.25T$	$R_a \leq 0.012T$	$R_z \leq 0.05T$
高精度	$t < 0.25T$	$R_a \leq 0.015T$	$R_z \leq 0.06T$

表 4.4 R_a 的数值 (摘自 GB/T 1031—1995)

R_a	μm			
	0.012	0.2	3.2	50
	0.025	0.4	6.3	100
	0.05	0.8	12.5	
	0.1	1.6	25	

表 4.5 R_z 的数值 (摘自 GB/T 1031—1995)

R_z	μm				
	0.025	0.4	6.3	100	1600
	0.05	0.8	12.5	200	
	0.1	1.6	25	400	
	0.2	3.2	50	800	

表 4.6 R_{sm} 的数值 (摘自 GB/T 1031—1995)

R_{sm}	mm					
	0.006	0.025	0.1	0.4	1.6	6.3
	0.0125	0.05	0.2	0.8	3.2	12.5

表 4.7 $R_{mr}(c)$ 的数值 (摘自 GB/T 1031—1995)

$Rmr(c)$	10	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90
----------	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

注: 选用轮廓的支承长度率 $R_{mr}(c)$ 时必须同时给出轮廓水平截距 C 值。它可用 μm 或 R_z 的百分数表示。

百分数系列如下: R_z 的 5%、10%、15%、20%、25%、30%、40%、50%、60%、70%、80%、90%。

表 4.8 表面粗糙度参数值应用实例

$R_a/\mu\text{m}$	应 用 实 例
25	粗加工非配合表面, 如轴端面、倒角、钻孔、键槽非工作表面、垫圈接触面, 不重要安装支承面, 螺钉、铆钉孔表面等
12.5	半精加工表面, 用于不重要零件的非配合表面, 如支柱、轴、支架、外壳、衬套、盖的端面, 螺钉螺栓和螺母的自由表面; 不要求定心及配合特性的表面, 如螺栓孔、螺钉孔、铆钉孔等, 飞轮皮带轮、离合器联轴节凸轮、偏心轮的侧面, 平键及键槽上、下面, 花键非定心表面, 齿顶圆表面, 所有轴和孔的退刀槽; 不重要的铰接配合表面, 如犁铧、犁侧板、深耕铲等零件的摩擦工作面, 插身爪面等
6.3	半精加工表面, 如外壳箱体盖, 套筒支架, 和其他零件连接而不形成配合的表面, 不重要的紧固螺纹表面, 非传动用梯形螺纹, 锯齿形螺纹表面, 燕尾槽表面, 键槽侧面, 要发蓝的表面, 需滚花的预加工表面, 低速滑动轴承和轴的摩擦面, 张紧链轮导向滚轮, 孔与轴的配合表面, 滑块及导向面, 速度为 20~50 m/min 的收割机械切割器的摩擦片, 动刀片、压力片的摩擦面等
3.2	要求有定心及配合特性的固定支承衬套轴承和定位销的压入孔表面, 不要求定心及配合特性的活动支承面活动关节及花键结合面, 8 级齿轮的齿面齿条, 齿面传动螺纹工作面, 低速传动的轴颈楔形键及键槽上下面, 轴承盖凸肩, 对中心用三角皮带轮槽表面, 电镀前金属表面等
1.6	要求保证定心及配合特性的表面, 如锥销和圆柱销表面, 与 G 和 E 级滚动轴承相配合的孔和轴颈表面, 中速转动和轴颈过盈配合的孔, IT7 间隙配合的孔, IT8、IT9 花键轴定心表面, 滑动导轨面, 不要求保证定心及配合特性的活动支承面, 如高精度的活动球状接头表面, 支承垫圈磨削的轮齿, 榨油机螺旋榨辊表面等

续表

$Ra/\mu\text{m}$	应用实例
0.8	要求能长期保持配合特性的孔 IT7、IT6, 7 级精度齿轮工作面, 蜗杆齿面 7~8 级与 D 级滚动轴承配合的孔和轴颈表面, 要求保证定心及配合特性的表面滑动轴承轴瓦工作面, 分度盘表面工作时受交变应力的重要零件表面, 如受力螺栓的圆柱表面同轴和凸轮轴工作面、发动机气门圆锥面与橡胶油封相配合的轴表面等
0.4	工作时受交变应力的重要零件表面, 保证零件的疲劳强度、防腐蚀性和耐久性, 并在工作时不破坏配合特性要求的表面, 如轴颈表面, 活塞表面, 要求气密的表面和支承面, 精密机床主轴锥孔顶尖圆锥表面, 精确配合的孔 IT6、IT5, 3、4、5 级精度齿轮的工作表面, 与 C 级滚动轴承配合的孔的轴颈表面, 喷油器针阀体的密封配合面, 液压油缸和柱塞的表面, 齿轮泵轴颈等
0.2	工作时受较大交变应力的重要零件表面, 保证疲劳强度、防腐蚀性以及在活动接头工作中耐久性的一些表面, 如精密机床主轴箱与套筒配合的孔、活塞销的表面, 液压传动用孔的表面阀的工作面, 汽缸内表面, 保证精确定心的锥体表面, 仪器中承受摩擦的表面(如导轨槽面)等
0.1	精密机床主轴轴颈套及筒外圆表面, 高压液压泵中柱塞和柱塞配合的表面, 滚动轴承套圈滚道、滚珠及滚柱表面, 摩擦离合器的摩擦表面, 工作量规的测量表面, 精密刻度盘表面等
0.05	特别精密的滚动轴承套圈滚道、滚珠及滚柱表面, 量仪中较高精度间隙配合零件的工作表面, 柴油机高压油泵中柱塞副的配合表面, 保证高度气密的接合表面等
0.025	仪器的测量面, 量仪中高精度间隙配合零件的工作表面, 尺寸超过 100 mm 的量块的工作表面等
0.012	量块的工作表面, 高精度量仪的测量面, 光学量仪中的金属镜面等

表 4.9 常用加工方法能够达到的表面粗糙度 Ra 数值

加工方法	加工情况	加工经济精度	表面粗糙度 $Ra/\mu\text{m}$
车	粗车	12~13	10~80
	半精车	10~11	2.5~10
	精车	7~8	1.25~2.5
	金刚石车	5~6	0.02~1.25
铣	粗铣	12~13	10~80
	半精铣	11~12	2.5~10
	精铣	8~9	1.25~2.5
外磨	粗磨	8~9	1.25~10
	精磨	6~7	0.16~1.25
超精加工	精	5	0.16~0.32
	精密	5	0.01~0.16

4.5 表面粗糙度的标注

图样上所标注的表面粗糙度符号、代号, 是该表面完工后的要求。表面粗糙度的标注应符合国家标准 GB/T 131—1993 的规定。

4.5.1 表面粗糙度的符号及代号

图样上表示的零件表面粗糙度符号及其说明,见表 4.10。若仅需要加工(采用去除材料的方法或不去除材料的方法)但对表面粗糙度的其他规定没有要求时,允许只注表面粗糙度符号。

表 4.10 表面粗糙度的符号(摘自 GB/T 131—1993)

符 号	意 义 及 说 明
	基本符号,表示表面可用任何方法获得。当不加注粗糙度参数值或有关说明(例如:表面处理、局部热处理状况等)时,仅适用于简化代号标注
	基本符号加一短划,表示表面是用去除材料的方法获得。例如:车、铣、钻、磨、剪切、抛光、腐蚀、电火花加工、气割等
	基本符号加一小圆,表示表面是用不去除材料的方法获得。例如,铸、锻、冲压变形、热轧、粉末冶金等。或者用于保持原供应状况的表面(包括保持上道工序的状况)
	在上述三个符号的长边上均可加一横线,用于标注有关参数和说明
	上述三个符号上均可加一小圆,表示所有表面具有相同的表面粗糙度要求

4.5.2 各项参数、符号的注写位置

各项参数、符号的注写位置如图 4.11 所示。

a_1, a_2 : 表面粗糙度高度特性参数代号及其数值(μm);

b : 加工要求、镀覆、涂覆、表面处理或其他说明等;

c : 取样长度(mm)或波纹度(μm),按表 4.1 选用的取样长度,

可省略标注;

d : 加工纹理方向符号(见表 4.11);



图 4.11 表面粗糙度的代号

表 4.11 加工纹理方向的符号(摘自 GB/T 131—1993)

符号	说 明	示 意 图	符号	说 明	示 意 图
—	纹理平行于标注代号的视图的投影面		×	纹理呈两相交的方向或呈凸起的细粒状	
⊥	纹理垂直于标注代号的视图的投影面		C	纹理呈近似同心圆	

续表

符号	说 明	示 意 图	符号	说 明	示 意 图
M	纹理呈多方向		P	纹理无方向	
R	纹理呈近似放射状				

e : 加工余量(mm);

f : 粗糙度间距特性参数值(mm)或轮廓支承长度率。

1. 表面粗糙度基本参数的注写

表面粗糙度高度特性参数是基本参数, R_a 在代号中用数值表示, 参数值前不标注参数代号 R_a ; R_z 的参数值前需标注出相应的参数代号 R_z 。表面粗糙度高度特性参数的各种标注方法及其意义见表 4.12。

表 4.12 表面粗糙度基本参数的注写 (摘自 GB/T 131—1993)

代 号	意 义	代 号	意 义
	用任何方法获得的表面粗糙度, R_a 的上限值为 $3.2 \mu\text{m}$		用任何方法获得的表面粗糙度, R_a 的最大值为 $3.2 \mu\text{m}$
	用去除材料方法获得的表面粗糙度, R_a 的上限值为 $3.2 \mu\text{m}$		用去除材料方法获得的表面粗糙度, R_a 的最大值为 $3.2 \mu\text{m}$
	用不去除材料方法获得的表面粗糙度, R_a 的上限值为 $3.2 \mu\text{m}$		用不去除材料方法获得的表面粗糙度, R_a 的最大值为 $3.2 \mu\text{m}$
	用去除材料方法获得的表面粗糙度, R_a 的上限值为 $3.2 \mu\text{m}$, R_a 的下限值为 $1.6 \mu\text{m}$		用去除材料方法获得的表面粗糙度, R_a 的最大值为 $3.2 \mu\text{m}$, R_a 的最小值为 $1.6 \mu\text{m}$
	用任何方法获得的表面粗糙度, R_z 的上限值为 $3.2 \mu\text{m}$		用任何方法获得的表面粗糙度, R_z 的最大值为 $3.2 \mu\text{m}$
	用去除材料方法获得的表面粗糙度, R_z 的上限值为 $3.2 \mu\text{m}$, R_z 的下限值为 $1.6 \mu\text{m}$		用去除材料方法获得的表面粗糙度, R_z 的最大值为 $3.2 \mu\text{m}$, R_z 的最小值为 $1.6 \mu\text{m}$
	用去除材料方法获得的表面粗糙度, R_a 的上限值为 $3.2 \mu\text{m}$, R_z 的上限值为 $12.5 \mu\text{m}$		用去除材料方法获得的表面粗糙度, R_a 的最大值为 $3.2 \mu\text{m}$, R_z 的最大值为 $12.5 \mu\text{m}$

表面粗糙度的代号、数值及其有关规定在符号中注写的位置, 见图 4.12。一般只给出表面粗糙度的上限值; 当允许在表面粗糙度参数的所有实测值中超过规定值的个数少于总

数的 16% 时,应在图样上标注表面粗糙度参数的上限值或下限值;当要求在表面粗糙度参数的所有实测值中不得超过规定值时,应在图样上标注表面粗糙度参数的最大值或最小值。

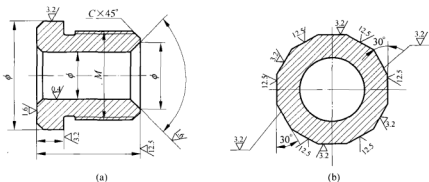

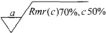


图 4.12 表面粗糙度的标注实例

2. 表面粗糙度附加参数的注写





表面粗糙度的间距特性参数和形状特性参数为附加参数,在高度特性参数未标注时,附加参数不能单独标注。若需要标注 R_{sm} 值或 $Rmr(c)$ 值时,数值写在相应代号的后面,参见表 4.13。

表 4.13 表面粗糙度附加参数的注写(摘自 GB/T 131—1993)

代号	意义
	轮廓单元的平均宽度 R_{sm} 上限值为 0.05 mm
	水平截距 c 在轮廓最大高度 R_z 的 50% 位置上,支承长度率为 70% (下限值)

3. 表面粗糙度其他项目的注写(见表 4.14)

表 4.14 表面粗糙度其他项目的注写(摘自 GB/T 131—1993)

代号	意义
	若按标准规定选用对应的取样长度时,在图样上可省略标注;否则应标注取样长度 0.8 mm
	若某表面的粗糙度要求由指定的加工方法(如铣削)获得时,可用文字注在图 4.12 规定之处
	若需要标注加工余量(设加工总余量为 7 mm),应将其标注在图 4.12 规定之处
	若需要控制表面加工纹理方向时,可在图 4.12 的规定之处加注加工纹理方向符号

4.5.3 表面粗糙度的标注方法及实例

零件的每一个表面都应该有粗糙度要求,并且应在图样上用代号标注出来。零件图上所标注的表面粗糙度代号是指该表面完工后的要求。

表面粗糙度代号中的常见标注规定:表面粗糙度符号、代号一般注在可见轮廓线、尺寸界线、引出线或它们的延长线上;符号的尖端必须从材料外指向表面,如图 4.12 所示。

在同一图样上,每一表面一般只标注一次符号、代号,并尽可能靠近有关的尺寸线。

复习与思考

1. 为了研究机械零件的表面结构而采用的表面轮廓是怎样确定的? 实际表面轮廓上包含哪三种几何误差?
2. 表面结构中的粗糙度轮廓的含义是什么? 它对零件的使用性能有哪些影响?
3. 测量表面粗糙度轮廓和评定表面粗糙度轮廓参数时,为什么要规定取样长度? 标准评定长度等于连续的几个标准取样长度?
4. 为了评定表面粗糙度轮廓参数,首先要确定基准线,试述可以作为基准线的轮廓的最小二乘中线和算术平均中线的含义?
5. 试述 GB/T 3505—2000《产品几何技术规范 表面结构轮廓法 表面结构的术语、定义及参数》规定的表面粗糙度轮廓参数中常用的两个幅度参数和一个间距参数的名称、符号和含义?
6. 规定表面粗糙度轮廓的技术要求时,必须给出的两项基本要求是什么? 必要时还可给出哪些附加要求?
7. 试述在表面粗糙度轮廓代号上给定幅度参数 R_a 或 R_z 允许值(上限值、下限值或者最大值、最小值)的标注方法? 按 GB/T 10610—1998《产品几何技术规范 表面结构轮廓法 评定表面结构的规则和方法》的规定,各种不同允许值的合格条件是什么?
8. 试述表面粗糙度轮廓幅度参数 R_a 和 R_z 分别用什么量仪测量? 试述这些量仪的测量原理和分别属于哪种测量方法?
9. 试述表面粗糙度轮廓幅度参数允许值的选用原则?
10. GB/T 131—1993《机械制图 表面粗糙度符号、代号及其注法》规定了哪三种表面粗糙度轮廓符号?
11. 试述表面粗糙度轮廓代号中高度特性参数允许值和其他技术要求的标注位置?

5.1 概 述

滚动轴承是以滑动轴承为基础发展起来的,是一种传动支承部件,它既可以用于支承旋转的轴,又可以减少轴与支承部件之间的摩擦力,在机械制造业中应用极其广泛。滚动轴承的品种规格繁多,专业化生产的水平很高。有关滚动轴承公差与配合的标准非常多,标准不仅规定了滚动轴承本身的尺寸公差、旋转精度(跳动公差等)、测量方法,还规定可与滚动轴承相配的箱体孔和轴颈的尺寸公差、形位公差和表面粗糙度。如 GB/T 4199—2003《滚动轴承 公差 定义》、GB/T 6930—2002《滚动轴承 词汇》、GB/T 307.1—2005《滚动轴承 向心轴承 公差》、GB/T 307.4—2002《滚动轴承 推力轴承 公差》等。

5.1.1 滚动轴承的组成和类型

滚动轴承是一种标准部件,它由专业工厂生产,供各种机械选用。滚动轴承一般由内圈、外圈、滚动体(钢球或滚子)和保持架(又称隔离圈)等组成,见图 5.1。

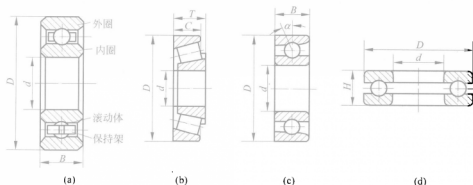


图 5.1 滚动轴承的组成和类型

(a) 向心球轴承; (b) 圆锥滚子轴承; (c) 角接触球轴承; (d) 推力轴承

滚动轴承的形式很多。按滚动体的形状不同,可分为球轴承和滚子轴承,如图 5.1(a)、(b)、(c)所示;按受负荷的作用方向,则可分为向心轴承、向心推力轴承、推力轴承,如图 5.1(a)、(d)所示。

5.1.2 滚动轴承的安装形式

通常,滚动轴承内圈装在传动轴的轴颈上,随轴一起旋转,以传递扭矩;外圈固定于外壳孔中,起支承作用,如图 5.2 所示。因此,内圈的内径(d)和外圈的外径(D),是滚动轴承与结合件配合的基本尺寸。考虑到运动过程中轴会受热变形延伸,一端轴承应能够作轴向调节;调节好后应轴向锁紧。

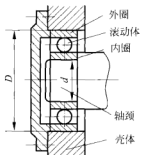


图 5.2 滚动轴承的安装形式

5.2 滚动轴承的精度等级及应用

滚动轴承的精度是指滚动轴承主要尺寸的公差值及旋转精度。根据滚动轴承的结构尺寸、公差等级和技术性能等产品特征,国家标准 GB/T 307.3—2005《滚动轴承通用技术规定》将其按精度等级的高低分为 0、6(6X)、5、4、2 五个等级。不同种类的滚动轴承公差等级稍有不同,具体如下:

向心轴承分为 0、6、5、4 和 2 五个精度等级(相当于用 GB/T 307.1—1984 中的 G、E、D、C 和 B 级);

圆锥滚子轴承分为 0、6X、5 和 4 四个精度等级;

推力轴承分为 0、6、5、4 四个精度等级。

公差等级由低到高递增,0 级为普通级,在机械制造业中应用最广,应用在中等负荷、中等转速和旋转精度要求不高的一般机构中,如普通机床、汽车和拖拉机的变速机构和普通电机、水泵、压缩机的旋转机构。

6 级(中等精度级)轴承应用于旋转精度和转速较高的旋转机构中,如普通机床的主轴轴承、精密机床传动轴使用的轴承。

5、4 级(高、高精度级)轴承应用于旋转精度和转速高的旋转机构中,如精密机床的主轴轴承,精密仪器和机械使用的轴承。

2 级轴承应用于旋转精度和转速很高的旋转机构中,如精密坐标镗床的主轴轴承、高精度仪器和高转速机构中使用的轴承。

机床主轴上滚动轴承的公差等级参见表 5.1。

表 5.1 机床主轴上滚动轴承的公差等级

轴承型号	公差等级	应用举例
6200	4	高精度磨床、丝锥磨床、齿轮磨床
6300	2	插齿刀磨床
7000C	5	精密镗床、内圆磨床、齿轮加工机床
7000AC	6	卧式车床、铣床
NN3000K	4	精密丝杠车床、高精度车床、高精度外圆磨床
	5	精密车床、精密铣床、镗床、普通外圆磨床、多轴车床、转塔车床
	6	卧式车床、自动车床、铣床、立式车床
20000 N0000	6	精密车床和铣床的主轴后轴承
3000	2	坐标镗床
	4	磨齿机床
	5	精密车床、精密铣床、精密转塔车床、镗床、滚齿机
	6	车床、铣床
50000	6	一般精度机床

滚动轴承的旋转精度是指轴承的内、外圈的径向跳动、端面跳动及滚道的侧向摆动等。选择滚动轴承精度等级,主要考虑以下两个方面:一是根据机器功能对轴承部件的旋转精度要求(例如当机床主轴的径向跳动要求为 0.01 mm 时,多选用 5 级轴承;若径向跳动要求为 0.001~0.005 mm 时,多选用 4 级轴承);二是转速的高低,转速高时,由于与轴承配合的旋转轴或孔可能随轴承的跳动而跳动,势必造成旋转的不平稳,产生振动和噪声,因此,转速高时,应选用精度高的轴承。

5.3 滚动轴承内径与外径的公差带及其特点

轴承的配合是指内圈与轴颈及外圈与外壳体的配合,滚动轴承的内、外圈,都是宽度较小的薄壁件。在其加工和未与轴、外壳孔装配的自由状态下,容易变形(如变成椭圆形),但在装入外壳孔和轴上之后,这种变形又容易得到矫正。因此,滚动轴承国家标准 GB/T 4199—2003《滚动轴承 公差定义》还规定了轴承内、外径的平均直径 d_m 、 D_m 的公差,目的是控制轴承的变形程度及轴承与轴颈和外壳孔的配合精度。平均直径的数值是轴承内、外径局部实际尺寸的最大值与最小值的平均值。为此,国家标准 GB/T 307.1—2005《滚动轴承 向心轴承 公差》规定了 0、6、5、4、2 各公差等级的轴承的内径和外径的公差带均采用单向制,而且统一采用公差带位于公称直径为零线的下方,即上偏差为零、下偏差为负值的分布,如图 5.3 所示。0、6 级向心轴承和向心推力球轴承的内、外圈平均直径的极限偏差见表 5.2、表 5.3。

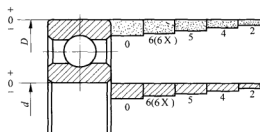


图 5.3 轴承内径、外径公差带的分布

表 5.2 0、6 级内圈平均直径的极限偏差(摘自 GB/T 307.1—2005)

d/mm			$>10\sim18$	$18\sim30$	$30\sim50$	$50\sim80$	$80\sim120$	$120\sim180$
Δd_{mp} / μm	0 级	上偏差	0	0	0	0	0	0
		下偏差	-8	-10	-12	-15	-20	-25
	6 级	上偏差	0	0	0	0	0	0
		下偏差	-7	-8	-10	-12	-15	-18

表 5.3 0、6 级外圈平均直径的极限偏差(摘自 GB/T 307.1—2005)

D/mm			$>30\sim50$	$50\sim80$	$80\sim120$	$120\sim150$	$150\sim180$	$180\sim250$
ΔD_{mp} / μm	0 级	上偏差	0	0	0	0	0	0
		下偏差	-11	-13	-15	-18	-25	-30
	6 级	上偏差	0	0	0	0	0	0
		下偏差	-9	-11	-13	-15	-18	-20

由于滚动轴承是精密的标准部件,使用时不能再进行附加加工,因此轴承内圈与轴采用基孔制配合,外圈与外壳孔采用基轴制配合。

由图 5.4 可见,在轴承内圈与轴的基孔制配合中,轴的各种公差带与一般圆柱结合基孔制配合中的轴公差带相同;但作为基准孔的轴承内圈孔,其公差带位置和大小,都与一般基准孔不同。一般基准孔的公差带布置在零线之上,而轴承内圈孔的公差带则是布置在零线之下,并且公差带的大小不是采用《极限与配合》标准中的标准公差,而是用轴承内圈平均内径(d_{mp})的公差。

正是由于这种特殊的布置,给配合带来一个特点,即在采用相同的轴公差带的前提下,其所得到的配合比一般基孔制的相应配合要紧一些。这是为了适应滚动轴承配合的特殊需要,因为在多数情况下,轴承内圈是随传动轴一起转动,传递扭矩,并且不允许轴孔之间有相对运动,所以两者的配合应具有一定的过盈。但由于内圈是薄壁零件,又常需维修拆换,故过盈量又不宜过大。为此国家标准规定,所有精度等级轴承内圈 d_{mp} 的公差带布置于零线的下侧。这样当其与过渡配合中的 k6、m6、n6 等轴构成配合时,将获得比一般基孔制过渡配合规定的过盈量稍大的过盈配合;当与 g6、h6 等轴构成配合时,不再是间隙配合,而成为过渡配合。

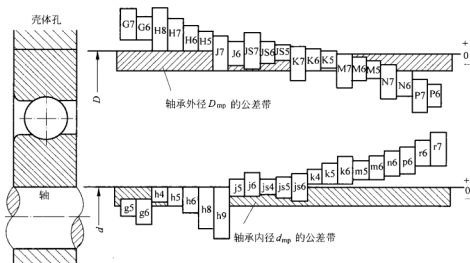


图 5.4 滚动轴承与轴、外壳孔配合的公差带图

在轴承外圈与外壳孔的基轴制配合中，外壳孔的各种公差带，与一般圆柱结合基轴制配合中的孔公差带相同；作为基准轴的轴承外圈圆柱面，其公差带位置虽与一般基准轴相同，但其公差带的大小不采用《极限与配合》标准中的标准公差，而是用轴承外圈平均外径 (D_{mp}) 的公差，所以其公差带也是特殊的。由于多数情况下，轴承内圈和传动轴一起转动，外圈安装在壳体孔中不动，故外圈与外壳孔的配合不要求太紧。因此，所有精度等级轴承外圈 D_{mp} 的公差带位置，仍按一般基轴制规定，将其布置在零线的下侧。

应当指出，由于滚动轴承结合面的公差带是特别规定的，因此，在装配图上对轴承的配合，仅标注基本尺寸及轴、外壳孔的公差带代号。

5.4 滚动轴承与轴和壳体的配合

滚动轴承配合件是指与滚动轴承内圈孔和外圈轴相配合的传动轴颈和箱体外壳孔。滚动轴承内圈与轴颈配合采用基孔制，滚动轴承外圈与外壳孔配合采用基轴制，这是滚动轴承配合基准制的特点。

5.4.1 轴颈和外壳孔的公差带

由于滚动轴承是标准件，轴承内圈孔径和外圈轴颈公差带在制造时已确定，因此轴承与轴颈和外壳孔的配合，需由轴颈和外壳孔的公差带决定。故选择轴承的配合就是确定轴颈和外壳孔的公差带，国家标准 GB/T 273.3—1999 所规定的轴颈和外壳孔的公差带参见图 5.5 和图 5.6，图中 Δd_{mp} 为轴承内圈单一平面平均内孔直径的偏差， ΔD_{mp} 为轴承外圈单一平面平均外径的偏差。该公差带仅适用于以下场合：① 轴承外形尺寸符合 GB/T 273.3—1999《滚动轴承 向心轴承 外形尺寸总方案》的规定；② 轴承的精度等级

为 0 级和 6(6X) 级; ③轴承游隙符合 GB/T 4604—1993《滚动轴承 径向游隙》中 0 组; ④轴为实心或厚壁钢制轴; ⑤外壳为铸钢或铸铁制件。本标准不适用于无内(外)圈轴承和特殊用途轴承, 如飞机机架轴承、仪器轴承。

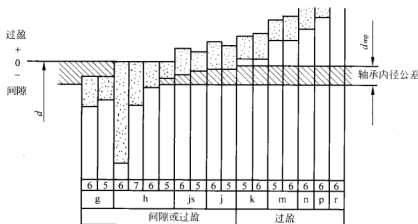


图 5.5 轴承内圈孔与轴颈配合的常用公差带关系图

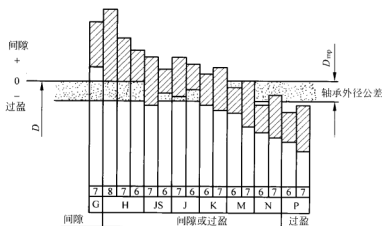


图 5.6 轴承外圈轴与外壳孔配合的常用公差带关系图

由于这里孔的公差带在零线之下, 而 GB/T 1801—1999 圆柱公差标准中孔的公差带在零线之上, 所以滚动轴承的配合可以从配合图中清楚看出, 如它的基准面(内圈内径、外圈外径)公差带及轴颈或外壳孔尺寸偏差的相对关系。显然轴承内圈与轴颈的配合比 GB/T 1801—1999 中基孔制同名配合紧一些。对轴承内圈与轴的配合而言, 圆柱公差标准中的许多间隙配合在这里实际已变成过渡配合, 如常用配合中, g5、g6、h5、h6 的配合已变成过渡配合; 而有的过渡配合在这里实际已成为过盈配合, 如常用配合中, k5、k6、m5、m6 的配合已变成过盈配合, 其余配合也都有所变紧。

而轴承外圈与外壳孔的配合与 GB/T 1801—1999 圆柱公差标准规定的基轴制同类配合相比较, 虽然尺寸公差值有所不同, 但配合性质基本一致。只是由于轴承外径的公差值较

小,因而配合也稍紧,如 H6、H7、H8 已成为过渡配合。

5.4.2 滚动轴承配合的选择

选择滚动轴承配合之前,必须首先确定轴承的精度等级。精度等级确定后,轴承内、外圈基准结合面的公差带也就随之确定。因此,选择配合其实就是选择与内圈结合的轴的公差带及与外圈结合的孔的公差带。

1. 轴和外壳孔的公差带

滚动轴承基准结合面的公差带单向布置在零线下侧,既可满足各种旋转机构不同配合性质的需要,又可以按照标准公差来制造与之相配合的零件。轴和外壳孔的公差带,就是从《极限与配合》标准中选取的。

国家标准 GB/T275—1993《滚动轴承与轴和外壳孔的配合》规定的公差带见表 5.4,其公差带图见图 5.4。

表 5.4 轴和外壳孔的公差带(摘自 GB/T 275—1993)

轴承精度	轴公差带		外壳孔公差带		
	过渡配合	过盈配合	间隙配合	过渡配合	过盈配合
0	h9 h8 g6、h6、j6、js6 g5、h5、j5	r7 k6、m6、n6、p6、r6 k5、m5	H8 G7、H7 H6	J7、JS7、K7、M7、N7 J6、JS6、K6、M6、N6	P7 P6
6	g6、h6、j6、js6 g5、h5、j5	r7 k6、m6、n6、p6、r6 k5、m5	H8 G7、H7 H6	J7、JS7、K7、M7、N7 J6、JS6、K6、M6、N6	P7 P6
5	h5、j5、js5	k6、m6 k5、m5	G6、H6	JS6、K6、M6 JS5、K5、M5	
4	h5、js5 h4、js4	k5、m5 k4	H5	K6 JS5、K5、M5	

注:① 孔 N6 与 0 级精度轴承(外径 $D < 150$ mm)和 6 级精度轴承(外径 $D < 315$ mm)的配合为过盈配合。

② 轴 r5 用于内径 $d > 120 \sim 500$ mm;轴 r7 用于内径 $d > 180 \sim 500$ mm。

2. 轴和外壳孔公差带的选用

正确地选用轴和外壳孔的公差带,对于充分发挥轴承的技术性能和保证机构的运转质量、使用寿命有着重要的意义。

影响公差带选用的因素较多,如轴承的工作条件(负荷类型、负荷大小、工作温度、旋转精度、轴向游隙),配合零件的结构、材料及安装与拆卸的要求等。

1) 负荷类型

作用在轴承上的合成径向负荷,是由定向负荷和旋转负荷合成的。若合成径向负荷的作用方向固定不变,称为定向负荷(如皮带的拉力、齿轮的传递力);若合成径向负荷的作用方向随套圈(内圈或外圈)一起旋转,则称为旋转负荷(如镗孔时的切削力)。根据套圈工作时相对于合成径向负荷的方向,可将负荷分为三种类型:局部负荷、循环负荷和摆动负荷。

(1) 局部负荷 作用在轴承上的合成径向负荷与套圈相对静止,即负荷合成方向始终

不变地作用在套圈滚道的局部区域上,该套圈所承受的这种负荷,称为局部负荷。如图 5.7(a)所示不旋转的外圈和图 5.7(b)所示不旋转的内圈,受到方向始终不变的负荷 F_r 的作用。前者称为固定的外圈负荷,后者称为固定的内圈负荷。此时,套圈相对于负荷方向静止的受力特点是负荷集中作用,套圈滚道局部容易产生磨损。

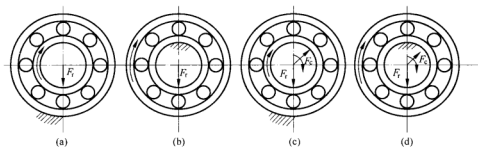


图 5.7 轴承承受的负荷类型

(2) 循环负荷 作用于轴承上的合成径向负荷与套圈相对旋转,即合成径向负荷顺次作用在套圈滚道的整个圆周上,该套圈所承受的这种负荷,称为循环负荷。如图 5.7(a)所示旋转的内圈和图 5.7(b)所示旋转的外圈,此时相对于套圈负荷 F_r 方向旋转。前者称为旋转的内圈负荷,后者称为旋转的外圈负荷。循环负荷的特点是周期性作用,套圈滚道产生均匀磨损。

(3) 摆动负荷 作用于轴承上的合成径向负荷与所承受的套圈在一定区域内相对摆动,即合成径向负荷按一定的规律变化,往复作用在套圈滚道的局部圆周上,该套圈所承受的负荷,称为摆动负荷。如图 5.7(c)和图 5.7(d)所示,轴承承受一个大小和方向不变的径向负荷 F_r 和一个旋转径向负荷 F_c ,两者的合成径向负荷将由小到大,由大到小,周期性变化。两者合成径向负荷的变化情况如图 5.8 所示,当 $F_r > F_c$ 时,两者的合成负荷在 AB 区域摆动,此时固定套圈承受摆动负荷,旋转套圈承受旋转负荷;当 $F_r < F_c$ 时,两者的合成负荷在整个圆周内变动,此时固定套圈承受旋转负荷,而旋转套圈承受摆动负荷。

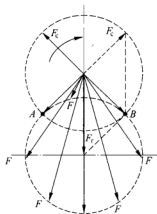


图 5.8 合成径向负荷的变化情况

轴承套圈承受的负荷类型不同,选择轴承配合的松紧程度也应不同。承受局部负荷的套圈,局部滚道始终受力,磨损集中,其配合应选松些(选较松的过渡配合或具有极小间隙的间隙配合)。这是为了让套圈在振动、冲击和摩擦力矩的带动下缓慢转位,以充分利用全部滚道并使磨损均匀,从而延长轴承的寿命。但配合也不能过松,否则会引起套圈在相配件上滑动而使结合面磨损。对于旋转精度及速度有要求的场合(如机床主轴和电机轴上的轴承),则不允许套圈转位,以免影响支承精度。

承受循环负荷的套圈,滚道各点循环受力,磨损均匀,其配合应选紧些(选较紧的过渡配合或过盈量较小的过盈配合)。因为套圈与轴颈或外壳孔之间,工作时不允许产生相对滑动以免结合面磨损,并且要求在全圆周上具有稳固的支承,以保证负荷能最佳分布,从而充分

发挥轴承的承载力。但配合的过盈量也不能太大,否则会使轴承内部的游隙减少以致完全消失,产生过大的接触应力,影响轴承的工作性能。承受摆动负荷的套圈,其配合松紧介于循环负荷与局部负荷之间。

根据所受负荷的类型,可参考表 5.5 确定配合类别。

表 5.5 根据轴承所受负荷的类型确定配合类别

径向负荷与套圈的相对关系	负荷的类型	配合的选择
相对静止	局部负荷	选松一些的配合,如较松的过渡配合或间隙较小的间隙配合
相对旋转	循环负荷	选紧一些的配合,如过盈配合或较紧的过渡配合
相对于套圈在有限范围内摆动	摆动负荷	循环负荷或略松一点

2) 负荷的大小

GB/T 275—1993 对向心轴承负荷的大小,用径向当量动负荷 P_r 与径向额定负荷 C_r 的比值大小来区分,将其分为三类:轻负荷($P_r \leq 0.07C_r$)、正常负荷($0.07C_r < P_r \leq 0.15C_r$)、重负荷($P_r > 0.15C_r$)。其中: C_r 为轴承的额定负荷,数据可以从有关手册中查找。在负荷的作用下,套圈会发生变形,使配合面受力不均匀,引起松动。因此,承受较重的负荷或冲击负荷时,将引起轴承较大的变形,使结合面间实际过盈减小而轴承内部的实际间隙增大,这时为了使轴承运转正常,应选较大的过盈配合。同理,承受较轻的负荷,可选较小的过盈配合。

在设计工作中,选择轴承的配合通常采用类比法,有时为了安全起见,才用计算法校核。用类比法确定轴和外壳孔的公差带时,可应用滚动轴承标准推荐的资料进行选取,见表 5.6~表 5.9。

表 5.6 安装向心轴承和角接触轴承的壳体孔公差带(摘自 GB/T 275—1993)

外圈工作条件				应用举例	公差带
旋转状态	负荷类型	轴向位移限度	其他情况		
外圈相对于负荷方向静止	轻、正常和重负荷	轴向容易移动	轴处于高温场合	烘干筒、有调心滚子轴承的大电机	G7
			剖分式壳体	一般机械、铁路机械轴箱	H7*
	轻、正常负荷	轴向能移动	整体式	磨床主轴用球轴承,小型电动机	J6、H6
	冲击负荷		整体式或部分式壳体	铁路车辆轴箱轴承	J7*
外圈相对于负荷方向摆动	轻、正常负荷	轴向不能移动	整体式壳体	电动机、泵、曲轴主轴承	K7*
	正常、重负荷			牵引电动机	M7*
	重冲击负荷			张紧滑轮	N7*
外圈相对于负荷方向旋转	轻负荷	轴向不能移动	薄壁、整体式壳体	装有球轴承的轮毂	P7*
	正常、重负荷				
	重冲击负荷			装有滚子轴承的轮毂	

注:①对精度有较高要求的场合,应选用 IT6 代替 IT7,并应同时选用整体式壳体;

②对于轻合金外壳应选择比钢或铸铁外壳较紧的配合。

表 5.7 安装向心轴承和角接触轴承的轴颈公差带(摘自 GB/T 275—1993)

内圈工作条件		应用 举例	向心球轴承和 角接触球轴承	圆柱滚子轴承和 圆锥滚子轴承	调心滚子 轴承	公差带	
旋转状态	负荷		轴承公称内径/mm				
圆柱孔轴承							
内 圈 相 对 于 负 荷 方 向 旋 转 或 摆 动	轻负 荷	电器仪表、机床主轴、精密机械、泵、通风机传送带	≤18 ＞18～100 ＞100～200 —	— ≤40 ＞40～140 ＞140～200	— ≤40 ＞40～100 ＞100～200	h5 j6 ^① k6 ^② m6 ^③	
	正常负 荷	一般通用机械、电动机、涡轮机、泵、内燃机、变速箱、木工机械	≤18 ＞18～100 ＞100～140 ＞140～200 ＞200～280 — —	— ≤40 ＞40～100 ＞100～140 ＞140～200 ＞200～400 — —	— ≤40 ＞40～65 ＞65～100 ＞100～140 ＞140～280 ＞2800～500 ＞500	j5 k5 ^② m5 ^③ m6 n6 p6 r6 r7	
	重负 荷	铁路车辆和电车的轴箱、牵引电动机、轧机、破碎机等重型机械	— — —	＞50～140 ＞14～200 ＞200 —	＞50～100 ＞100～140 ＞140～200 ＞200	n6 ^③ p6 ^③ r6 ^③ r7 ^③	
	内 圈 相 对 于 负 荷 方 向 静 止	各类负 荷	静止轴上的各种轮子内圈必须在轴向容易移动	所有尺寸		g6 ^④	
			张紧滑轮、绳索轮内圈不必要在轴向移动	所有尺寸		h6 ^④	
	纯轴向负荷		所有应用场合	所有尺寸			j6 或 js6
	圆锥孔轴承(带锥形套)						
	所有负荷	火车和电车的轴箱		装在退卸套上的所有尺寸			h8(IT6) ^⑤
		一般机械和传动轴		装在紧定套上的所有尺寸			h9(IT7) ^⑤

注：① 对精度要求较高场合，应选用 j5、k5、…，代替 j6、k6、…；

② 单列圆锥滚子轴承和单列角接触球轴承，因内部游隙的影响不重要，可用 k6 和 m6 代替 k5 和 m5；

③ 应选用轴承径向游隙大于基本组的滚子轴承；

④ 凡有较高精度或转速要求的场合，应选用 h7 及轴径形状公差 IT5 代替 h8(IT6)；

⑤ 尺寸 ≥500 mm，轴径形状公差为 IT7。

表 5.8 安装推力轴承的外壳孔公差带(摘自 GB/T 275—1993)

座圈工作条件		轴承类型	外壳孔公差带
纯轴向负荷		推力球轴承	H8
		推力圆柱滚子轴承	H7
		推力调心滚子轴承	①
径向和轴向 联合负荷	座圈相对于负荷方向静止或摆动	推力调心滚子轴承	H7
	座圈相对于负荷方向旋转		M7

注：① 外壳孔与座圈间的配合间隙 0.0001D(D 为轴承公称外径)。

表 5.9 安装推力轴承的轴径公差带(摘自 GB/T 275—1993)

轴圈工作条件		推力球和圆柱滚子轴承	推力调心滚子轴承	轴径公差带	
		轴承公称内径/mm			
纯轴向负荷		所有尺寸	所有尺寸	j6 或 js6	
径 向 和 轴 向 联 合 负 荷	轴圈相对于负荷方向	—	≤250	j6	
	静止	—	>250	js6	
	轴圈相对于负荷方向	—	≤200	k6	
		旋转或摆动	—	>200~400	m6
		—	—	>400	n6

3) 轴承尺寸

随着轴承尺寸的增大,选择过盈配合时,其过盈量应随之增大;选择间隙配合时,其间隙量应随之增大。如受局部负荷的轴承,随着轴承直径的加大,选择的配合应相应变松,即间隙逐渐增大,以使套圈沿配合表面有足够的蠕动。受循环负荷的轴承,随直径的加大,选择的配合应相应变紧,即过盈逐渐增大,以保证有足够的结合强度。

4) 轴承游隙

采用过盈配合会导致游隙的减小。在一般情况下,如果轴承具有 0 组游隙,在正常条件下工作,轴承配合的过盈量应适中。轴承的两个套圈之一采用过盈量较大的配合时,应选择大于 0 组径向游隙的轴承。因此,所选取的轴承径向游隙,满足由过盈配合而产生的游隙变化时,仍能保证轴承具有良好的工作性能。

5) 工作温度对配合的影响

轴承运转时,由于摩擦发热等因素的影响,套圈温度一般均高于相配零件的温度。外圈的热膨胀会使外圈与外壳孔的配合变紧,内圈因热胀可能使与轴的配合变松。因此在选择配合时,应充分考虑轴承装置在工作时各部分的温度差及热传导的方向。轴承负荷越大,转速越高,与相配合零件的温度差较大,则选择轴承与轴颈的配合应越紧,与外壳孔的配合应越松。

6) 轴和轴承座的结构和材料

轴承安装在薄壁外壳中或空心轴上,过盈配合会引起外壳孔胀大或空心轴收缩,为了保证连接强度,应选择加紧的配合。对于轻金属合金外壳,应选择比钢或铸铁外壳较紧的配合。

7) 公差等级的选择

与轴承配合的轴或外壳孔的公差等级与轴承精度有关。与 0、6、6X 公差等级的轴承配合的轴,其公差等级一般为 IT6,外壳孔一般为 IT7。对旋转精度和运转平稳性有较高要求时,应提高轴承公差等级,轴承配合部位也应按相应精度提高。对于有严格要求的高精度支承的轴承,不宜采用间隙配合。同时,对于轴和外壳孔的形位公差也应有较高要求。

5.5 配合表面及端面形位公差和表面粗糙度

轴颈和外壳孔的公差带确定以后,为了保证轴承的工作质量及使用寿命,还应规定相应的形位公差及表面粗糙度值,国家标准推荐的形位公差及表面粗糙度值列于表 5.10 和表 5.11 中,供设计时选取。

表 5.10 轴径和外壳孔的形位公差(摘自 GB/T 275—1993)

轴承公称内、外径/mm	圆 柱 度				端面圆跳动			
	轴 径		外 壳 孔		轴 肩		外 壳 孔 肩	
	轴承精度等级							
	0	6,6X	0	6,6X	0	6,6X	0	6,6X
	公差值/ μm							
>18~30	4	2.5	6	4	10	6	15	10
>30~50	4	2.5	7	4	12	8	20	12
>50~80	5	3	8	5	15	10	25	15
>80~120	6	4	10	6	15	10	25	15
>120~180	8	5	12	8	20	12	30	20
>180~250	10	7	14	10	20	12	30	20

表 5.11 轴径和外壳孔的表面粗糙度(摘自 GB/T 275—1993)

配合表面	轴承精度等级	配合面的尺寸公差等级	轴承公称内、外径/mm	
			≤ 80	$> 80 \sim 500$
			表面粗糙度 R_a 值/ μm	
轴径	0	IT6	≤ 1	≤ 1.6
外壳孔		IT7	≤ 1.6	≤ 2.5
轴径	6	IT5	≤ 0.63	≤ 1
外壳孔		IT6	≤ 1	≤ 1.6
轴和外壳孔肩端面	0	—	≤ 2	≤ 2.56
	6		≤ 1.25	≤ 2

注: 轴承装在紧定套或退卸套上时, 轴颈的表面粗糙度 R_a 值不大于 $2.5 \mu\text{m}$ 。

为了保证轴承与轴颈、外壳孔的配合性质, 轴颈和外壳孔应采用包容要求。此外, 无论轴颈或外壳孔, 若存在较大的形状误差, 则轴承与它们安装后, 套圈会因此产生变形, 这就必须对轴颈和外壳孔规定更严格的圆柱度公差。

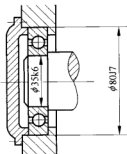


图 5.9 轴颈和外壳孔公差在图样上的标注

轴肩和外壳孔肩的端面是安装轴承的轴向定位面, 若它们存在较大的垂直度误差, 则轴承安装后会产生歪斜, 因此应规定轴肩和外壳孔肩的端面对基准轴线的端面跳动公差。

表面粗糙度值的高低直接影响着配合质量和连接强度, 因此, 凡是与轴承内、外圈配合的表面通常都对表面粗糙度提出较高的要求。

轴颈和外壳孔的各项公差在图样上的标注示例见图 5.9 和图 5.10。

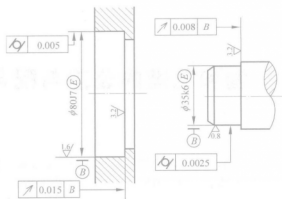


图 5.10 轴颈和外壳孔形位公差及表面粗糙度的标注

复习与思考

1. 滚动轴承的外圈外径和内圈内径的尺寸公差有什么特点？
2. 滚动轴承的外互换与内互换含义是什么？
3. 滚动轴承内圈与轴颈、外圈与外壳孔的配合各采用什么基准制？为什么？
4. 在选择滚动轴承与轴颈和外壳孔的配合时应考虑的主要因素是什么？
5. 滚动轴承公差与配合的标注有何特点？

键和花键的公差与配合

键连接与花键连接用于将轴与轴上传动件如齿轮、链轮、皮带轮或联轴器等连接起来,以传递扭矩、运动,有时也用于轴上传动件的导向,如变速箱中的齿轮可以沿花键轴移动以达到变换速度的目的。

6.1 平键公差与配合

键通常称为单键,按其结构形式不同,分为平键、半圆键、切向键和楔形键等几种。其中平键应用最为广泛,平键又分为普通型平键、导向型平键和薄型平键,前者用于固定连接,后者用于导向连接。本节主要讨论平键连接。

平键通过键的侧面和键槽侧面传递扭矩,两侧面间的尺寸是平键连接的重要尺寸,其配合精度较高。平键的对中性良好,拆装方便,导向型平键适用于轴上零件可沿轴向移动的场合;薄型平键适用于空心轴、薄壁结构和主要传递运动的场合或其他特殊的场合。

平键连接由键、轴、轮毂三个零件组成,通过键的侧面分别与轴槽、轮毂槽的侧面接触来传递运动和扭矩,键的上表面和轮毂槽底面留有一定的间隙。因此,键和轴槽的侧面应有足够大的实际有效接触面积来承受负荷,并且键嵌入轴槽要牢固可靠,防止松动脱落。所以,键和键槽宽 b 是决定配合性质和配合精度的主要参数,为主要配合尺寸,公差等级要求高;而键长 L 、键高 h 、轴槽深 t_1 和轮毂槽深 t_2 为非配合尺寸,其精度要求较低。

平键连接的剖面尺寸均已标准化,在 GB/T 1095—2003《平键:键和键槽的剖面尺寸》中作了规定,平键连接的几何参数如图 6.1 所示,其参数值见表 6.1。

6.1.1 平键和键槽配合尺寸的公差带与配合种类

在键与键槽的配合中,键宽相当于广义的“轴”,键槽相当于广义的“孔”。键同时要与轴槽和轮毂槽配合,而且配合性质又不同,由于平键是标准件,因此平键配合采用基轴制。键的尺寸大小是根据轴的直径按表 6.1 选取的。

为保证键在轴槽上紧固,同时又便于拆装,轴槽和轮毂槽可以采用不同的公差带,使其配合的松紧不同。国家标准 GB/T 1095—2003《平键:键和键槽的剖面尺寸》对平键与键槽和轮毂槽规定了三种连接类型,即松连接、正常连接和紧密连接,对轴和轮毂的键槽宽各规定了三种公差带,见表 6.1。

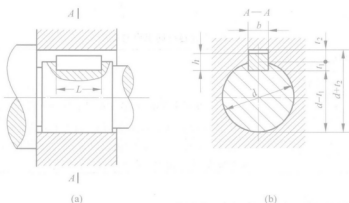


图 6.1 普通平键的连接结构

表 6.1 普通平键的键槽剖面尺寸及极限公差 (摘自 GB/T 1096—2003)

mm

公称直径 d	键 键尺寸 $b \times h$	键 槽													
		宽 度						深 度						半 径 r	
		基本 尺寸 b	轴槽宽与键槽宽的极限偏差					轴 t_1		键 t_2					
			松连接		正常连接		紧密 连接								
			轴 H9	键 D10	轴 N9	键 JS9	轴和键 P9	基本 尺寸	极限 偏差	基本 尺寸	极限 偏差	min	max		
$\leq 6 \sim 8$	2×2	2	$+0.025$	$+0.060$	-0.004	± 0.0125	-0.006	1.2	$+0.1$ 0	1.0	$+0.10$ 0	0.08	0.16		
$> 8 \sim 10$	3×3	3	0	$+0.020$	-0.029		-0.031	1.8		1.4					
$> 10 \sim 12$	4×4	4						2.5		1.8					
$> 12 \sim 17$	5×5	5	$+0.030$	$+0.078$	0	± 0.015	-0.012	3.0	0	2.3	0	0.16	0.25		
$> 17 \sim 22$	6×6	6	0	$+0.030$	-0.030		-0.042	3.5		2.8					
$> 22 \sim 30$	8×7	8	$+0.036$	$+0.098$	0	± 0.018	-0.015	4.0		3.3					
$> 30 \sim 38$	10×8	10	0	$+0.040$	-0.036		-0.051	5.0	$+0.2$ 0	3.3	$+0.20$ 0	0.20	0.40		
$> 38 \sim 44$	12×8	12						5.0		3.3					
$> 44 \sim 50$	14×9	14	$+0.043$	$+0.120$	0	± 0.0215	-0.018	5.5		3.8					
$> 50 \sim 58$	16×10	16	0	$+0.050$	-0.043		-0.061	6.0	0	4.3	0	0.40	0.60		
$> 58 \sim 68$	18×11	18						7.0		4.4					
$> 65 \sim 75$	20×12	20	$+0.052$	$+0.149$	0	± 0.026	-0.022	7.5		4.9					
$> 75 \sim 85$	22×14	22	0	$+0.065$	-0.052		-0.074	9.0		5.4					

注: $(d-t_1)$ 和 $(d+t_2)$ 两组合尺寸的极限偏差按相应的 t_1 和 t_2 的极限偏差选取, 但 $(d-t_1)$ 的极限偏差应取负号。

国家标准 GB/T 1096—2003《普通型 平键》对键宽规定了一种公差带 h8, 这样就构成三种不同性质的配合, 以满足各种不同用途的需要。配合尺寸(键与键槽宽)的公差带均从 GB/T 1801—1999 标准中选取, 键宽、键槽宽、轮毂槽宽 b 的公差带及平键连接的配合与应

用如表 6.2 所示。

表 6.2 平键连接的配合与应用

配合种类	尺寸 b 的公差带			应 用
	键	轴槽	轮毂槽	
较松连接	h8	H9	D10	键在轴上及轮毂中均能滑动,主要用于导向平键,轮毂可在轴上移动
一般连接		N9	JS9	键在轴槽中和轮毂槽中均固定,用于载荷不大的场合
较紧连接		P9	P9	键在轴槽中和轮毂槽中均牢固地固定,比一般键连接配合更紧。用于载荷较大、有冲击和双向传递扭矩的场合

6.1.2 平键和键槽非配合尺寸的公差带

平键高度 h 的公差带一般采用 h11;截面尺寸为 2×2 至 6×6 的平键,由于其宽度和高度不易区分,这种平键高度的公差带亦采用 h8;平键长度 L 的公差带采用 H14。轴键槽深度 t_1 和轮毂键槽深度 t_2 的极限偏差由国家标准专门规定,为了便于测量,在图样上对轴键槽深度和轮毂键槽深度分别标注“ $d-t_1$ ”和“ $d+t_2$ ”,此处, d 为孔和轴的基本尺寸。

6.1.3 键槽的形位公差

键与键槽配合的松紧程度不仅取决于其配合尺寸的公差带,还与配合表面的形位公差有关。同时,为保证键侧面与键槽侧面之间有足够的接触面积,避免装配困难,还需规定键槽两侧面的中心平面对轴的基准轴线、轮毂键槽两侧面的中心平面对孔的基准轴线的对称度公差。根据不同的功能要求和键宽的基本尺寸 b ,该对称度公差与键槽宽度公差的关系以及与孔、轴尺寸公差的关系可以采用独立原则,对称度公差等级可按 GB/T 1184—1996《形状和位置公差未注公差值》选取,一般取 7~9 级。

6.1.4 平键和键槽的表面粗糙度

轴槽和轮毂槽的键槽宽度 b 两侧面的表面粗糙度参数按 GB/T 1031 选取, R_a 一般为 $1.6 \sim 3.2 \mu\text{m}$;轴槽底面、轮毂槽底面的表面粗糙度参数按 GB/T 1031 选取, R_a 值一般为 $6.3 \mu\text{m}$ 。

6.1.5 键槽尺寸和公差在图样上的标注

普通平键有圆头(A型)、平头(B型)、单圆头(C型)三种类型,其标记形式举例如下。

例 1: 键 16×100 GB 1096—1990,表示圆头普通平键(A型),宽度 = 16 mm,长度 = 100 mm。

例 2: 键 B18 \times 100 GB 1096—1990,表示平头普通平键(B型),宽度 = 18 mm,长度 = 100 mm。

除 A 型省略型号外,B型和 C 型要注出型号。

轴键槽和轮毂键槽剖面尺寸及其公差带、键槽的形位公差和表面粗糙度要求在图样上的标注如图 6.2 所示。图中的对称度公差采用独立原则。

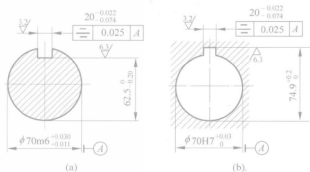


图 6.2 键槽尺寸与公差标注

6.2 矩形花键

花键连接是由内花键(花键孔)和外花键(花键轴)两个零件组成的。与单键连接相比,其主要优点是导向性能好、定心精度高、承载能力强,在航空、汽车、拖拉机、机床、农业机械中应用比较广泛;其次,其加工工艺性良好,采用磨削方法能获得较高的精度。

花键连接可用作固定连接,也可用作滑动连接。花键按其截面形状的不同,可分为矩形花键、渐开线花键、三角形花键等几种,其中矩形花键应用最广。

6.2.1 矩形花键的基本尺寸

GB/T 1144—2001 规定了矩形花键的基本尺寸为大径 D 、小径 d 、键宽和键槽宽 B ,如图 6.3 所示。键数规定为偶数,有 6, 8, 10 三种,以便于加工和测量,按承载能力的大小,对基本尺寸分为轻系列、中系列两种规格。同一小径的轻系列和中系列的键数相同,键宽(键槽宽)也相同,仅大径不相同。中系列的键高尺寸较大,承载能力强;轻系列的键高尺寸较小,承载能力较低。矩形花键的基本尺寸系列见表 6.3。

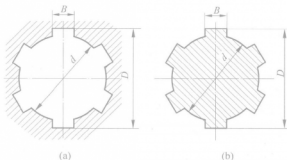


图 6.3 矩形花键的主要尺寸

(a) 内花键; (b) 外花键

表 6.3 矩形花键的基本尺寸系列(摘自 GB/T 1144—2001)

mm

小径 d	轻 系 列			中 系 列		
	键数 N	大径 D	键宽 B	键数 N	大径 D	键宽 B
23	6	26	6	6	28	6
26	6	30	6	6	32	6
28	6	32	7	6	34	7
32	8	36	6	8	38	6
36	8	40	7	8	42	7
42	8	46	8	8	48	8
46	8	50	9	8	54	9
52	8	58	10	8	60	10
56	8	62	10	8	65	10
62	8	68	12	8	72	12
72	10	78	12	10	82	12

6.2.2 矩形花键连接的几何参数和定心方式

花键有大径 D 、小径 d 和键(槽)宽 B 三个主要尺寸参数,如图 6.3 所示。

花键连接主要保证内、外花键连接后具有较高的同轴度,并能传递扭矩。在矩形花键连接中,要保证三个配合面同时达到高精度的配合是很困难的,且也没必要。为了保证满足使用要求,同时便于加工,只要选择其中一个结合面作为主要配合面,对其按较高的精度制造,以保证配合性质和定心精度,该表面称为定心表面。

GB/T 1144—2001 中规定矩形花键连接采用小径定心的方式,内花键与小径的精度较高,大径为非配合尺寸。非定心直径表面之间留有一定的间隙,以保证它们不接触。而无论是否采用键宽定心,键和键槽侧面的宽度 B 都应具有足够的精度,因为它们要传递扭矩和导向。

理论上每个结合面都可以作为定心表面,如图 6.4 所示。GB/T 1144—2001 中规定矩形花键连接采用小径定心,见图 6.4(b)。这是因为现代工业对机械零件的质量要求不断提高,对花键连接的要求也不断提高。从加工工艺性能看,内花键小径可以在内圆磨床上磨削,外花键小径可用成形砂轮磨削,而且磨削可以获得更高的尺寸精度和更高的表面粗糙度要求。采用小径定心时,热处理后的变形可用内圆磨修复。可以看出,小径定心的定心精度高,定心稳定性好,而且使用寿命长,更有利于产品质量的提高。

当选用大径定心时,见图 6.4(a),内花键定心表面的精度依靠拉刀保证,而当花键定心表面硬度要求高时,如 40HRC 以上,热处理后的变形难以用拉刀修正。当内花键定心表面的粗糙度要求较高时,如 $Ra < 0.40 \mu\text{m}$,用拉削工艺很难保证达到要求。在单件小批量生产或花键尺寸较大时,不适宜使用拉削工艺,因此很难满足大径定心要求。

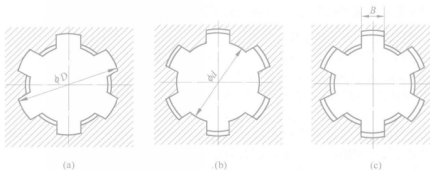


图 6.4 矩形花键连接的定心方式
(a) 大径定心; (b) 小径定心; (c) 键宽定心

6.2.3 矩形花键连接的公差与配合

1. 矩形花键的尺寸公差

内、外花键定心小径、非定心大径和键宽(键槽宽)的尺寸公差带分一般用和精密传动用两类。其内、外花键的尺寸公差带见表 6.4。为减少专用刀具和量具的数量,花键连接采用基孔制配合。

表 6.4 矩形花键的尺寸公差带(摘自 GB/T 1144—2001)

内 花 键				外 花 键			装 配 形 式
小径 d	大径 D	键槽宽 B		小径 d	大径 D	键宽 B	
		拉削后不热处理	拉削后热处理				
一 般 用							
H7	H10	H9	H11	f7	a11	d10	滑动
				g7		f9	紧滑动
				h7		h10	固定
精 密 传 动 用							
H5	H10	H7、H9	f5	a11	d8	滑动	
			g5		f7	紧滑动	
h5			h8		固定		
H6			f6		d8	滑动	
			g6		f7	紧滑动	
			h6		h8	固定	

注: ① 精密传动用的内花键, 当需要控制键侧配合间隙时, 槽宽可选用 H7, 一般情况可选用 H9。

② 当内花键公差带为 H6 和 H7 时, 允许与高一级的外花键配合。

从表 6.4 可以看出: 对一般用的内花键槽宽规定了两种公差带, 加工后不再热处理的, 公差带为 H9; 加工后需要进行热处理, 为修正热处理变形, 公差带为 H11; 对于精密传动用

内花键,当连接要求键侧配合间隙较小时,槽宽公差带选用 H7,一般情况选用 H9。

2. 矩形花键的配合及其选择

定心直径 d 的公差带,在一般情况下,内、外花键取相同的公差等级,且比相应的大径 D 和键宽 B 的公差等级都高。但在有些情况下,内花键允许与高一级的外花键配合。如公差带为 H7 的内花键可以与公差带为 f6、g6、h6 的外花键配合,公差带为 H6 的内花键可以与公差带为 f5、g5、h5 的外花键配合。而大径只有一种配合,为 H10/a11。

内、外花键的装配形式(即配合)分为滑动、紧滑动和固定三种。其中,滑动连接的间隙较大;紧滑动连接的间隙次之;固定连接的间隙最小。

当内、外花键连接只传递扭矩而无相对轴向移动时,应选用配合间隙最小的固定连接;当内、外花键连接不但要传递扭矩,还要有相对轴向移动时,应选用滑动或紧滑动连接;而当移动频繁,移动距离长,则应选用配合间隙较大的滑动连接,以保证运动灵活,而且确保配合面间有足够的润滑油层。为保证定心精度要求、工作表面载荷分布均匀或减少反向运转所产生的空程及其冲击,对定心精度要求高、传递的扭矩大、运转中需经常反转等的连接,则应用配合间隙较小的紧滑动连接。表 6.5 列出了几种配合应用情况,可供参考。

表 6.5 矩形花键配合应用

应用	固 定 连 接		滑 动 连 接	
	配合	特征及应用	配合	特征及应用
精密传动用	H5/h5	紧固程度较高,可传递大扭矩	h5/g5	滑动程度较低,定心精度高,传递扭矩大
	H6/h6	传递中等扭矩	H6/f6	滑动程度中等,定心精度较高,传递中等扭矩
一般用	H7/h7	紧固程度较低,传递扭矩较小,可经常拆卸	H7/f7	移动频率高,移动长度大,定心精度要求不高

6.2.4 矩形花键连接的形位公差和表面粗糙度

1. 矩形花键的形位公差

内、外花键加工时,不可避免地会产生形位误差。为防止装配困难,并保证键和键槽侧面接触均匀,除用包容原则控制定心表面的形状误差外,还应控制花键(或花键槽)在圆周上分布的均匀性(即分度误差),当花键较长时,还可根据产品性能要求进一步控制各个键或键槽侧面对定心表面轴线的平行度。

为保证花键(或花键槽)在圆周上分布的均匀性,应规定位置度公差,并采用相关要求。其在图样上的标注如图 6.5,位置度的公差见表 6.6。

表 6.6 矩形花键的位置度公差(摘自 GB/T 1144—2001)

mm

键槽宽或键宽 B		3	3.5~6	7~10	12~18
t_1	键槽宽	0.010	0.015	0.020	0.025
	键宽	滑动、固定	0.010	0.015	0.020
		紧滑动	0.006	0.010	0.013
				0.013	0.016

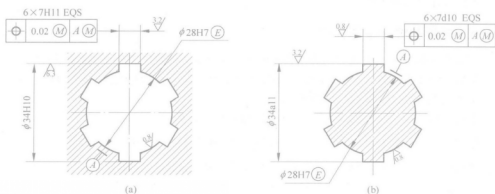


图 6.5 花键位置度公差标注

(a) 内花键; (b) 外花键

当单件或小批量生产时,应规定键(键槽)两侧面的中心平面对定心表面轴线的对称度和花键等分公差。其在图样上的标注如图 6.6,花键的对称度的公差值见表 6.7。

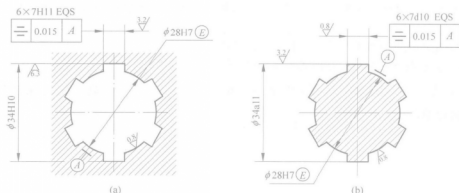


图 6.6 花键对称度公差标注

(a) 内花键; (b) 外花键

表 6.7 矩形花键的对称度公差(摘自 GB/T 1144—2001)

mm

键槽宽或键宽 B		3	3.5~6	7~10	12~18
t_2	一般用	0.010	0.015	0.020	0.025
	精密传动用	0.010	0.015	0.020	0.025

2. 矩形花键的表面粗糙度

矩形花键的表面粗糙度参数 R_a 的上限值推荐如下。

内花键: 小径表面不大于 $0.8 \mu\text{m}$, 键槽侧面不大于 $3.2 \mu\text{m}$, 大径表面不大于 $6.3 \mu\text{m}$ 。

外花键: 小径表面不大于 $0.8 \mu\text{m}$, 键槽侧面不大于 $0.8 \mu\text{m}$, 大径表面不大于 $3.2 \mu\text{m}$ 。

图样标注见图 6.6 所示。

6.2.5 矩形花键连接的标记

矩形花键的规格按下列顺序表示：键数 $N \times$ 小径 $d \times$ 大径 $D \times$ 键宽(键槽宽) B 。

例如：矩形花键数 N 为 6, 小径 d 的配合为 23H7/f7, 大径 D 的配合为 28H10/a11, 键宽 B 的配合为 12H11/d10 的标记如下：

花键规格 $N \times d \times D \times B$, 即 $6 \times 23 \times 28 \times 6$

花键副 $6 \times 23 \frac{H7}{f7} \times 28 \frac{H10}{a11} \times 6 \frac{H11}{d10}$ (GB/T 1144—2001)

内花键 $6 \times 23H7 \times 28H10 \times 6H11$ (GB/T 1144—2001)

外花键 $6 \times 23f7 \times 28a11 \times 6d10$ (GB/T 1144—2001)

复习与思考

1. 平键连接中, 键宽与键槽宽的配合采用的是哪种基准制? 为什么?
2. 平键连接的配合种类有哪些? 它们分别应用于什么场合?
3. 什么叫矩形花键的定心方式? 有哪几种定心方式? 国家标准为什么规定只采用小径定心?
4. 矩形花键连接的配合种类有哪些? 各适用于什么场合?
5. 影响花键连接的配合性质有哪些因素?
6. 某矩形花键连接的标记代号为: $6 \times 26 \frac{H7}{g6} \times 30 \frac{H10}{a11} \times 6 \frac{H11}{f9}$, 试确定内、外花键主要尺寸的极限偏差及极限尺寸。

7.1 齿轮传动的使用要求

齿轮传动机构是指组成这种运动装置的齿轮副、轴、轴承、箱体等零部件的总和。而齿轮传动的质量不仅取决于运动装置的齿轮副、轴、轴承、箱体等零件的制造和安装精度,还与齿轮本身的制造精度及齿轮副的安装精度密切相关。

随着现代生产和科技的发展,要求机械产品在降低自身重量的前提下,所传递的功率越来越大,转速也越来越高,有些机械对工作精度的要求越来越高,从而对齿轮传动精度提出了更高的要求。因此,研究齿轮误差对齿轮使用性能的影响,研究齿轮互换性原理、精度标准以及检测技术等,对提高齿轮加工质量有着十分重要的意义。

由于齿轮传动的类型很多,应用又极为广泛,对不同工况、不同用途的齿轮传动,其应用要求也是多方面的。归纳起来,应用要求可分为传动精度和齿侧间隙两个方面。而传动精度要求按齿轮传动的作用特点,又可以分为传递运动的准确性、传递运动的平稳性和载荷分布的均匀性三个方面。因此,一般情况下,齿轮传动的应用要求可分为以下四个方面。

1. 传递运动的准确性

传递运动的准确性是指齿轮在一转范围内,产生的最大转角误差要限制在一定的范围内,使齿轮副传动比变化小,以保证传递运动的准确性。

齿轮作为传动的主要元件,要求它能准确地传递运动,即保证主动轮转过一定转角时,从动轮按传动比转过一个相应的转角。从理论上讲,传动比应保持恒定不变。但由于齿轮加工误差和齿轮副的安装误差,使从动轮的实际转角不同于理论转角,发生了转角误差 $\Delta\varphi$,导致两轮之间的传动比以一转为周期变化。可见,齿轮转过一转的范围内,从动轮产生的最大转角误差反映齿轮副传动比的变动量,即反映齿轮传动的准确性。

2. 传动的平稳性

传动的平稳性是指齿轮在转过一个齿距角的范围内,其最大转角误差应限制在一定范围内,使齿轮副瞬时传动比变化小,以保证传递运动的平稳性。

齿轮在传递运动过程中,由于受齿廓误差、齿距误差等影响,从一对轮齿过渡到另一对轮齿的齿距角的范围内,也存在着较小的转角误差,并且在齿轮一转中多次重复出现,导致一个齿距角内瞬时传动比也在变化。一个齿距角内瞬时传动比如果过大,将引起冲击、噪声

和振动,严重时损坏齿轮。可见,为保证齿轮传动的平稳性,应限制齿轮副瞬时传动比的变动量,也就是要限制齿轮转过一个齿距角内转角误差的最大值。

3. 载荷分布的均匀性

载荷分布的均匀性是指在轮齿啮合过程中,工作齿面沿全齿高和全齿长上保持均匀接触,并且接触面积尽可能的大。

齿轮在传递运动中,由于受各种误差的影响,齿轮的工作齿面不可能全部均匀接触。如载荷集中于局部齿面,将使齿面磨损加剧,甚至轮齿折断,严重影响齿轮使用寿命。可见,为保证载荷分布的均匀性,齿轮工作面应有足够的精度,使啮合能沿全齿面(齿高、齿长)均匀接触。

4. 齿轮副侧隙的合理性

齿轮副侧隙的合理性是指一对齿轮啮合时,在非工作齿面间应留有合理的间隙,否则会出现卡死或烧伤现象。

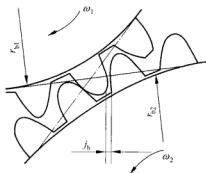


图 7.1 齿轮副侧隙

齿轮副侧隙(见图 7.1)对储藏润滑油,补偿齿轮传动受力后的弹性变形和热变形,以及补偿齿轮及其传动装置的加工误差和安装误差都是必要的。但对于需要反转的齿轮传动装置,侧隙又不能太大,否则回程误差及冲击都较大。为保证齿轮副侧隙的合理性,可在几何要素方面,对齿厚和齿轮箱体孔中心距偏差加以控制。

齿轮在不同的工作条件下,对上述四个方面的要求有所不同。例如,机床、减速器、汽车等一般动力齿轮,通常对传动的平稳性和载荷分布均匀性有所要求;矿山机械、轧钢机上的动力齿轮,主要对载

荷分布的均匀性和齿轮副侧隙有严格要求;汽轮机上的齿轮,由于转速高、易发热,为了减少噪声、振动、冲击和避免卡死,对传动的平稳性和齿轮副侧隙有严格要求;百分表、千分表以及分度头中的齿轮,由于精度高、转速低,要求传递运动准确,一般情况下要求齿轮副侧隙为零。

7.2 齿轮加工误差

1. 齿轮加工误差的来源

齿轮的加工方法很多,按齿廓形成原理可分为仿形法和展成法。仿形法可用成形铣刀在铣床上铣齿;展成法可用滚刀或插齿刀在滚齿机、插齿机上与齿坯作啮合滚切运动,加工出渐开线齿轮。齿轮通常采用展成法加工。

齿轮在各种加工方法中,齿轮的加工误差都来源于组成工艺系统的机床、夹具、刀具、齿坯本身的误差及其安装、调整等误差。现以滚刀在滚齿机上加工齿轮为例(图 7.2),分析加工误差的主要原因。

1) 几何偏心 e_f

加工时,齿坯基准孔轴线 O_1 与滚齿机工作台旋转轴线 O 不重合而发生偏心,其偏心量

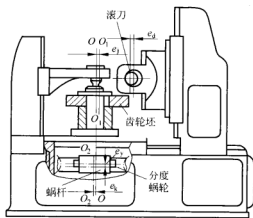


图 7.2 滚切齿轮

为 e_g 。几何偏心的存在使得齿轮在加工工程中,齿坯相对于滚刀的距离发生变化,切出的齿一边短而肥、一边瘦而长。当以齿轮基准孔定位进行测量时,在齿轮一转内产生周期性的齿圈径向跳动误差,同时齿距和齿厚也产生周期性变化。

有几何偏心的齿轮装在传动机构中之后,就会引起每转为周期的速比变化,产生时快时慢的现象。对于齿坯基准孔较大的齿轮,为了除此偏心带来的加工误差,工艺上有时采用液性塑料可胀心轴安装齿坯。设计上,为了避免由于几何偏心带来的径向误差,齿轮基准孔和轴的配合一般采用过渡配合或过盈量不大的过盈配合。

2) 运动偏心 e_y

运动偏心是由于滚齿机分度蜗轮加工误差以及分度蜗轮轴线 O_2 与工作台旋转轴线 O 有安装偏心 e_k 引起的。运动偏心的存在使齿坯相对于滚刀的转速不均匀,忽快忽慢,破坏了齿坯与刀具之间的正常滚切运动,而使被加工齿轮的齿廓在切线方向上产生了位置误差。这时,齿廓在径向位置上没有变化。这种偏心,一般称为运动偏心,又称为切向偏心。

3) 机床传动链的高频误差

加工直齿轮时,受分度传动链的传动误差(主要是分度蜗杆的径向跳动和轴向窜动)的影响,使蜗轮(齿坯)在一周范围内转速发生多次变化,加工出的齿轮产生齿距偏差、齿形误差。加工斜齿轮时,除了分度传动链误差外,还受差动传动链传动误差的影响。

4) 滚刀的安装误差和加工误差

滚刀的安装偏心 e_d 使被加工齿轮产生径向误差。滚刀刀架导轨或齿坯轴线相对于工作台旋转轴线的倾斜及轴向窜动,使滚刀的进刀方向与轮齿的理论方向不一致,直接造成齿面沿轴向方向歪斜,产生齿向误差。

滚刀的加工误差主要指滚刀的径向跳动、轴向窜动和齿型角误差等,它们将使加工出来的齿轮产生基节偏差和齿形误差。

2. 齿轮加工误差的分类

1) 按其表现特征分类

(1) 齿廓误差 指加工出来的齿廓不是理论的渐开线。其原因主要有刀具本身的切削

刃轮廓误差及齿型角偏差、滚刀的轴向窜动和径向跳动、齿坯的径向跳动以及在每转一齿距角内转速不均等。

(2) 齿距误差 指加工出来的齿廓相对于工件的旋转中心分布不均匀。其原因主要有齿坯安装偏心、机床分度蜗轮齿廓本身分布不均匀及其安装偏心等。

(3) 齿向误差 指加工后的齿面沿齿轮轴线方向的形状和位置误差。其原因主要有刀具进给运动的方向偏斜、齿坯安装偏斜等。

(4) 齿厚误差 指加工出来的轮齿厚度相对于理论值在整个齿圈上不一致。其原因主要有刀具的铲形面相对于被加工齿轮中心的位置误差、刀具齿廓的分布不均匀等。

2) 按其方向特征分类

(1) 径向误差 沿被加工齿轮直径方向(齿高方向)的误差。由切齿刀具与被加工齿轮之间径向距离的变化引起。

(2) 切向误差 沿被加工齿轮圆周方向(齿厚方向)的误差。由切齿刀具与被加工齿轮之间分齿滚切运动误差引起。

(3) 轴向误差 沿被加工齿轮轴线方向(齿向方向)的误差。由切齿刀具沿被加工齿轮轴线移动的误差引起。

3) 按其周期或频率特征分类

(1) 长周期误差 在被加工齿轮转过一周的范围内,误差出现一次最大和最小值,如由偏心引起的误差。长周期误差也称低频误差。

(2) 短周期误差 在被加工齿轮转过一周的范围内,误差曲线上的峰、谷多次出现,如由滚刀的径向跳动引起的误差。短周期误差也称高频误差。

当齿轮只有长周期误差时,其误差曲线如图 7.3(a)所示,将产生运动不均匀,是影响齿轮运动准确性的主要误差;但在低速情况下,其传动还是比较平稳的。当齿轮只有短周期误差时,其误差曲线如图 7.3(b)所示,这种在齿轮一转中多次重复出现的高频误差将引起齿轮瞬时传动比的变化,使齿轮传动不平稳,在高速运转中,将产生冲击、振动和噪声。因而,对这类误差必须加以控制。实际上,齿轮运动误差是一条复杂的周期函数曲线,如图 7.3(c)所示,它既包含有短周期误差也包含有长周期误差。

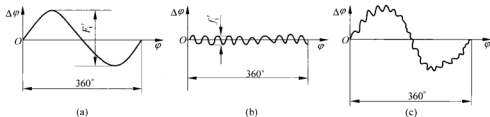


图 7.3 齿轮的周期误差

齿轮误差的存在会使齿轮的各设计参数发生变化,影响传动质量。为此,国家出台和实施了新标准:GB/T 10095.1—2001《渐开线圆柱齿轮 精度 第1部分:轮齿同侧齿面偏差的定义和允许值》和GB/T 10095.2—2001《渐开线圆柱齿轮 精度 第2部分:径向综合偏差与径向跳动的定义和允许值》。并把有关齿轮检验方法的说明和建议以指导性技术文件的形式,

与GB/T 10095的第1部分和第2部分一起,组成了一个标准和指导性技术文件的体系。

7.3 圆柱齿轮传动精度的评定指标

7.3.1 传递运动准确性的评定指标

对于单个齿轮来说,传递运动不准确的原因是一转范围内转角误差总幅度值的影响,该误差来源于齿轮加工时的几何偏心和运动偏心。几何偏心使齿面位置相对于齿轮基准中心在径向发生了变化,故称为径向误差。当仅有运动偏心时,滚刀与齿坯的径向位置并未改变,当用球形或锥形测头在齿槽内测量齿圈径向跳动时,测头径向位置并不改变。因而运动偏心并不产生径向误差,而使齿轮产生切向误差。

实际上,以上两种偏心常常同时存在,且二者造成的转角误差都是以齿轮一转周期,可能抵消,也可能叠加,其综合结果影响齿轮传递运动准确性。为了发现这两种偏心,可以采用下列项目评定齿轮。

1. 切向综合总偏差 F'_t (tangential composite deviation)

切向综合总偏差是指被测齿轮与测量齿轮单面啮合时,被测齿轮一转内,齿轮分度圆上实际圆周位移与理论圆周位移的最大差值(图7.4)。

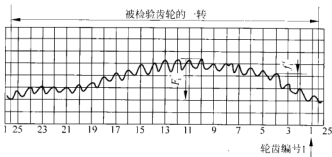


图 7.4 切向综合总偏差

切向综合总偏差反映齿轮一转中的转角误差,说明齿轮运动的不均匀性,在一转过程中,其转速忽快忽慢,做周期性的变化。

切向综合总偏差既反映切向误差,又反映径向误差,是评定齿轮运动准确性较为完善的综合性的指标。当切向综合总误差小于或等于所规定的允许值时,表示齿轮可以满足传递运动准确性的使用要求。

测量切向综合总偏差,可在单啮仪上进行。被测齿轮在适当的中心距下(有一定的侧隙)与测量齿轮单面啮合,同时要加上一轻微而足够的载荷。根据比较装置的不同,单啮仪可分为机械式、光栅式、磁分度式和地震仪式等。图7.5为光栅式单啮仪的工作原理图。它是由两光栅盘建立标准传动,被测齿轮与标准蜗杆单面啮合组成实际传动。仪器的传动链是:电动机通过传动系统带动标准蜗杆和圆光栅盘Ⅰ转动,标准蜗杆带动被测齿轮及其同轴上的圆光栅盘Ⅱ转动。

圆光栅盘Ⅰ和圆光栅盘Ⅱ分别通过信号发生器Ⅰ和Ⅱ将标准蜗杆和被测齿轮的角位移

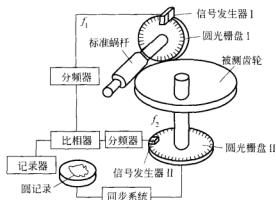


图 7.5 光栅式单嘴仪工作原理

转变成电信号，并根据标准蜗杆的头数 K 及被测齿轮的齿数 Z ，通过分频器将高频电信号 f_1 作 Z 分频，低频电信号 f_2 作 K 分频，于是将圆光栅盘 I 和圆光栅盘 II 发出的脉冲信号变为同频信号。

当被测齿轮有误差时将引起被测齿轮的回转角误差，此回转角的微小角位移误差变为两电信号的相位差，两电信号输入比相器进行比相后输出，再输入电子记录器记录，便可得出被测齿轮误差曲线，最后根据定标值读出误差值。

2. 齿距累积总偏差 F_p (total accumulative pitch deliation)

齿距累积偏差 F_{pk} 是指在端平面上，在接近齿高中部与齿轮轴线同心的圆上，任意 k 个齿距的实际弧长与理论弧长的代数差，如图 7.6 所示。理论上，它等于这 k 个齿距的各单个齿距偏差的代数和。除另有规定，齿距累积偏差 F_{pk} 值被限定在不大于 $1/8$ 的圆周上评定。因此， F_{pk} 的允许值适用于齿距数 k 为 2 到小于 $Z/8$ 的弧段内。通常， F_{pk} 取 $k=Z/8$ 就足够了，如果对于特殊的应用（如高速齿轮）还需检验较小弧段，并规定相应的 k 值。

齿距累积总偏差 F_p 是指齿轮同侧齿面任意弧段 ($k=1 \sim Z$) 内的最大齿距累积偏差。它表现为齿距累积偏差曲线的总幅值，如图 7.7 所示。

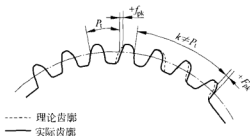


图 7.6 齿距偏差与齿距累积偏差

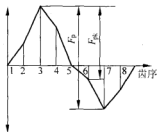


图 7.7 齿距累积总偏差

齿距累积总偏差能反映齿轮一转中偏心误差引起的转角误差，故齿距累积总误差可代替切向综合总偏差 F' 作为评定齿轮传递运动准确性的项目。但齿距累积总偏差只是有限点的误差，而切向综合总偏差可反映齿轮每瞬间传动比变化。显然，齿距累积总偏差在反映

齿轮传递运动准确性时不如切向综合总偏差那样全面。因此,齿距累积总偏差仅作为切向综合总偏差的代用指标。

齿距累积总偏差和齿距累积偏差的测量可分为绝对测量和相对测量。其中,以相对测量应用最广,中等模数的齿轮多采用这种方法。测量仪器有齿距仪(可测 7 级精度以下齿轮,如图 7.8 所示)和万能测齿仪(可测 4 到 6 级精度齿轮,如图 7.9 所示)。这种相对测量是以齿轮上任意一齿距为基准,把仪器指示表调整为零,然后依次测出其余各齿距相对于基准齿距之差,称为相对齿距偏差。然后将相对齿距偏差逐个累加,计算出最终累加值的平均值,并将平均值的相反数与各相对齿距偏差相加,获得绝对齿距偏差(实际齿距相对于理论齿距之差)。最后再将绝对齿距偏差累加,累加值中的最大值与最小值之差即为被测齿轮的齿距累积总偏差。 K 个绝对齿距偏差的代数和则是 k 个齿距的齿距累积。

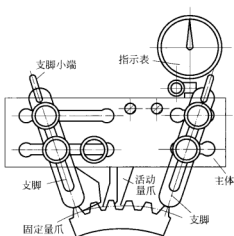


图 7.8 齿距仪测量齿距

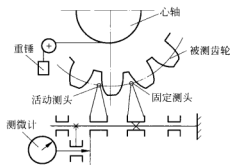


图 7.9 万能测齿仪测量齿距

相对测量按其定位基准不同,可分为以齿顶圆、齿根圆和孔为定位基准三种,如图 7.10 所示。采用齿顶圆定位时,由于齿顶圆相对于齿圈中心可能有偏心,将引起测量误差,如图 7.10(a)所示。用齿根圆定位时,由于齿根圆与齿圈同时切出,不会因偏心而引起测量误差,如图 7.10(b)所示。在万能测齿仪上进行测量,可用齿轮的装配基准孔作为测量基准,则可免除定位误差,如图 7.10(c)所示。

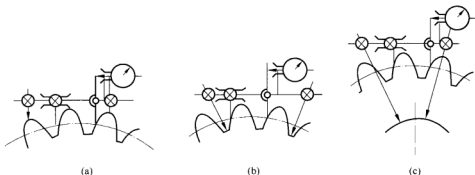


图 7.10 测量齿距

3. 径向跳动 F_r (teeth radial run-out)

径向跳动是指测头(球形、圆柱形、砧形)相继置于被测齿轮的每个齿槽内时,从它到齿轮轴线的最大和最小径向距离之差。

径向跳动可用齿圈径向跳动测量仪测量,测头做成球形或圆锥形插入齿槽中,也可做成V形测头卡在轮齿上(图 7.11),与齿高中部双面接触,被测齿轮一转所测得的相对于轴线径向距离的总变动幅度值,即是齿轮的径向跳动,如图 7.12 所示。该图中,偏心量是径向跳动的一部分。

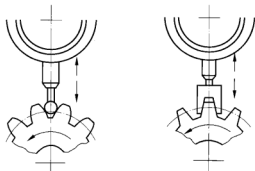


图 7.11 齿圈径向跳动测量仪测量

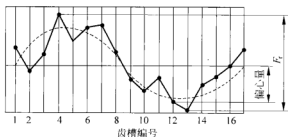


图 7.12 一个齿轮的径向跳动

由于径向跳动的测量是以齿轮孔的轴线为基准,只反映径向误差,齿轮一转中最大误差只出现一次,是长周期误差,它仅作为影响传递运动准确性中属于径向性质的单项性指标。因此,采用这一指标必须与能揭示切向误差的单项性指标组合,才能评定传递运动准确性。

4. 径向综合总偏差 F_r'' (radial composite deviation)

径向综合总偏差是指在径向(双面)综合检验时,被测齿轮的左右齿面同时与测量齿轮接触,并转过一整圈时出现的中心距最大值和最小值之差,如图 7.13 所示。

径向综合总偏差是在齿轮双面啮合综合检查仪上进行测量的,该仪器如图 7.14 所示。将被测齿轮与基准齿轮分别安装在双面啮合检查仪的两平行心轴上,在弹簧作用下,两齿轮作紧密无侧隙的双面啮合。使被测齿轮回转一周,被测齿轮一转中指示表的最大读数差值(即双啮中心距的总变动量)即为被测齿轮的径向综合总偏差 F_r'' 。由于其中心距变动主要反映径向误差,也就是说径向综合总偏差 F_r'' 主要反映径向误差,它可代替径向跳动 F_r ,并且

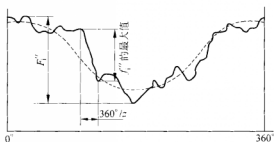


图 7.13 径向综合总偏差

可综合反映齿形、齿厚均匀性等误差在径向上的影响。因此径向综合总偏差 F'' 也是作为影响传递运动准确性指标中属于径向性质的单项性指标。

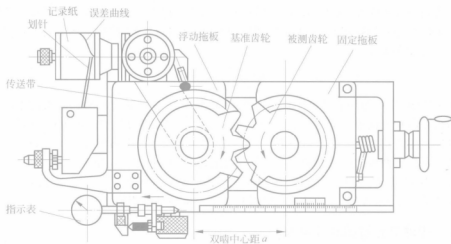


图 7.14 齿轮双面啮合综合检查仪示意图

用齿轮双面啮合综合检查仪测量径向综合总偏差,测量状态与齿轮的工作状态不一致时,测量结果同时受左、右两侧齿廓和测量齿轮的精度以及总重合度的影响,不能全面地反映齿轮运动准确性要求。由于仪器测量时的啮合状态与切齿时的状态相似,能够反映齿轮坯和刀具的安装误差,且仪器结构简单,环境适应性好,操作方便,测量效率高,故在大批量生产中常用此项指标。

5. 公法线长度变动 ΔF_w (base tangent length variation)

公法线即基圆的切线。渐开线圆柱齿轮的公法线长度 W 是指跨越 k 个齿的两异侧齿廓的平行切线间的距离,理想状态下公法线应与基圆相切。公法线长度变动是指在齿轮一周范围内,实际公法线长度最大值与最小值之差,如图 7.15 所示。GB/T 10095.1 和 GB/T 10095.2 均无此定义。考虑到该评定指标的实用性和科研工作的需要,对其评定理论和测量方法仍加以介绍。

公法线长度变动 ΔF_w 一般可在公法线千分尺或万能测齿仪上进行测量。公法线千分

尺是用相互平行的圆盘测头,插入齿槽中进行公法线长度变动的测量,如图 7.16 所示。

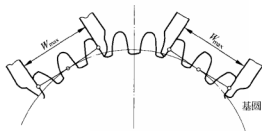


图 7.15 公法线长度变动

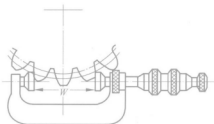


图 7.16 公法线长度变动的测量

$\Delta F_w = W_{max} - W_{min}$ 。若被测齿轮轮齿分布疏密不均,则实际公法线的长度就会有变动。但公法线长度变动的测量不是以齿轮基准孔轴线为基准,它反映齿轮加工时的切向误差,不能反映齿轮的径向误差,可作为影响传递运动准确性指标中属于切向性质的单项性指标。

必须注意,测量时应使量具的量爪测量面与轮齿的齿高中部接触。为此,测量所跨的齿数 K 应按下式计算:

$$K = \frac{Z}{9} + 0.5 \quad (7.1)$$

综上所述,影响传递运动准确性的误差,为齿轮一转中出现一次的长周期误差,主要包括径向误差和切向误差。评定传递运动准确性的指标中,能同时反映径向误差和切向误差的综合性指标有:切向综合总偏差 F'_t 、齿距累积总偏差 F_p (齿距累积偏差 F_{pk});只反映径向误差或切向误差两者之一的单项指标有:径向跳动 F_r 、径向综合总偏差 F''_r 和公法线长度变动 ΔF_w 。使用时,可选用一个综合性指标,也可选用两个单项性指标的组(径向指标与切向指标各选一个)来评定,才能全面反映对传递运动准确性的影响。

7.3.2 传动平稳性的评定指标

1. 一齿切向综合偏差 f'_t (tangential tooth-to-tooth composite deviation)

一齿切向综合偏差是指齿轮在一个齿距角内的切向综合总偏差,即在切向综合总偏差记录曲线上小波纹的最大幅度值(见图 7.4)。一齿切向综合偏差是 GB/T 10095.1 规定的检验项目,但不是必检项目。

齿轮每转过一个齿距角,都会引起转角误差,即出现许多小的峰谷。在这些短周期误差中,峰谷的最大幅度值即为一齿切向综合偏差 f'_t 。 f'_t 既反映了短周期的切向误差,又反映了短周期的径向误差,是评定齿轮传动平稳性较全面的指标。

一齿切向综合偏差 f'_t 是在单面啮合综合检查仪上,测量切向综合总偏差的同时测出的。

2. 一齿径向综合偏差 f''_r (radial tooth-to-tooth composite error)

一齿径向综合偏差是指当被测齿轮与测量齿轮啮合一整圈时,对应一个齿距 ($360^\circ/z$) 的径向综合偏差值。即在径向综合总偏差记录曲线上小波纹的最大幅度值(见图 7.13),其波长常常为齿距角。一齿径向综合偏差是 GB/T 10095.2 规定的检验项目。

一齿径向综合偏差 f''_r 也反映齿轮的短周期误差,但与一齿切向综合偏差 f'_t 是有差别的。 f''_r 只反映刀具制造和安装误差引起的径向误差,而不能反映机床传动链短周期误差引

起的周期切向误差。因此,用一齿径向综合偏差评定齿轮传动的平稳性不如用一齿切向综合偏差评定完善。但由于双啮仪结构简单,操作方便,在成批生产中仍广泛采用,所以一般用一齿径向综合偏差作为评定齿轮传动平稳性的代用综合指标。

一齿径向综合偏差 f_r'' 是在双面啮合综合检查仪上,测量径向综合总偏差的同时测出的。

3. 齿廓偏差(tooth profile deviation)

齿廓偏差是指实际齿廓对设计齿廓的偏离量,它在端平面内且垂直于渐开线齿廓的方向计值。

(1) 齿廓总偏差 F_a (tooth profile total deviation) 齿廓总偏差是指在计值范围内,包容实际齿廓的两条设计齿廓迹线间的距离,如图 7.17(a) 所示。

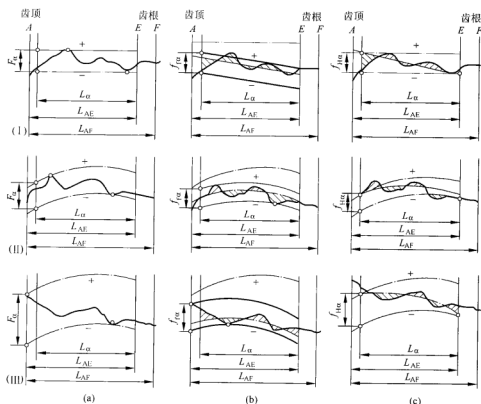


图 7.17 齿廓偏差

(a) 齿廓总偏差; (b) 齿廓形状偏差; (c) 齿廓倾斜偏差

(I) 设计齿廓: 未修形的渐开线; 实际齿廓: 在减薄区内具有偏向体内的负偏差。

(II) 设计齿廓: 修形的渐开线; 实际齿廓: 在减薄区内具有偏向体内的负偏差。

(III) 设计齿廓: 修形的渐开线; 实际齿廓: 在减薄区内具有偏向体外的正偏差。

(2) 齿廓形状偏差 f_{fa} (form deviation of tooth profile) 齿廓形状偏差是指在计值范围内,包容实际齿廓迹线的两条与平均齿廓迹线完全相同的曲线间的距离,且两条曲线与平

均齿廓迹线的距离为常数,如图 7.17(b)所示。

(3) 齿廓倾斜偏差 $f_{H\alpha}$ (angle deviation of tooth profile) 齿廓倾斜偏差是指在计值范围内,两端与平均齿廓迹线相交的两条设计齿廓迹线间的距离,如图 7.17(c)所示。

齿廓偏差的存在,使两齿面啮合时产生传动比的瞬时变动。如图 7.18 所示,两理想齿廓应在啮合线上的 a 点接触,由于齿廓偏差,使接触点由 a 变到 a' ,引起瞬时传动比的变化,这种接触点偏离啮合线的现象在一对轮齿啮合转齿过程中要多次发生,其结果使齿轮一转内的传动比发生了高频率、小幅度地周期性变化,产生振动和噪声,从而影响齿轮运动的平稳性。因此,齿廓偏差是影响齿轮传动平稳性中属于转齿性质的单项性指标。它必须与揭示换齿性质的单项性指标组合,才能评定齿轮传动平稳性。

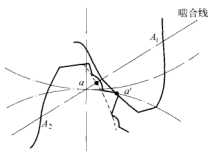


图 7.18 齿廓偏差对传动的影响

渐开线齿轮的齿廓总误差,可在专用的单圆盘渐开线检查仪上进行测量,其工作原理如图 7.19 所示。被测齿轮与一直径等于该齿轮基圆直径的基圆盘同轴安装,当用手轮移动纵拖板时,直尺与由弹簧力紧压其上的基圆盘互作纯滚动,位于直尺边缘上的量头与被测齿廓接触点相对于基圆盘的运动轨迹是理想渐开线。若被测齿廓不是理想渐开线,测量头摆动经杠杆在指示表上读出其齿廓总偏差。

单圆盘渐开线检查仪结构简单、传动链短,若装调适当,可获得较高的测量精度。但测量不同基圆直径的齿轮时,必须配换与其直径相等的基圆盘。所以,这种单圆盘渐开线检查仪适用于产品比较固定的场合。对于批量生产的不同基圆半径的齿轮,可在通用基圆盘式渐开线检查仪上测量,而不需要更换基圆盘。

4. 基圆齿距偏差 f_{pb} (base circular pitch deviation)

基圆齿距偏差是指实际基节与公称基节的代数差,如图 7.20 所示。

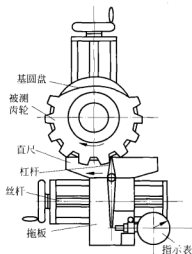


图 7.19 单圆盘渐开线检查仪的工作原理

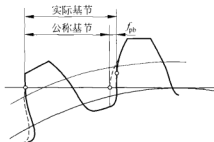


图 7.20 基圆齿距偏差

GB/T 10095.1 中没有定义评定参数基圆齿距偏差,而在 GB/Z 18620.1 中给出了这个检验参数。齿轮副正确啮合的基本条件之一是两齿轮的基圆齿距必须相等。而基圆齿距偏差的存在会引起传动比的瞬时变化,即从上一对轮齿换到下一对轮齿啮合的瞬间发生碰撞、冲击,影响传动的平稳性,如图 7.21 所示。

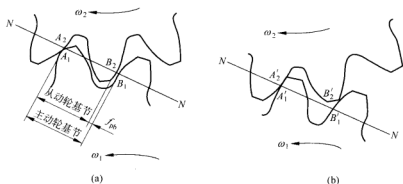


图 7.21 基圆齿距偏差对传动平稳性的影响

当主动轮基圆齿距大于从动轮基圆齿距时,如图 7.21(a)所示。第一对齿 A_1 、 A_2 啮合终止时,第二对齿 B_1 、 B_2 尚未进入啮合。此时, A_1 的齿顶将沿着 A_2 的齿根“刮行”(称顶刃啮合),发生啮合线外的啮合,使从动轮突然降速,直到 B_1 和 B_2 齿进入啮合时,使从动轮又突然加速。因此,从一对齿啮合过渡到下一对齿啮合的过程中,瞬间传动比产生变化,引起冲击,产生振动和噪声。

当主动轮基圆齿距小于从动轮基圆齿距时,如图 7.21(b)所示。第一对齿 A'_1 、 A'_2 的啮合尚未结束,第二对齿 B'_1 、 B'_2 就已开始进入啮合。此时, B'_2 的齿顶反向撞向 B'_1 的齿腹,使从动轮突然加速,强迫 A'_1 和 A'_2 脱离啮合。 B'_2 的齿顶在 B'_1 的齿腹上“刮行”,同样产生顶刃啮合。直到 B'_1 和 B'_2 进入正常啮合,恢复正常转速时为止。这种情况比前一种更坏,因为冲击力与运动方向相反,故引起更大的振动和噪声。

上述两种情况都在轮齿替换啮合时发生,在齿轮一转中多次重复出现,影响传动平稳性。因此,基圆齿距偏差可作为评定齿轮传动平稳性中属于换齿性质的单项性指标。它必须与反映转齿性质的单项性指标组合,才能评定齿轮传动平稳性。

基圆齿距偏差通常采用基节检查仪进行测量,可测量模数为 2~16 mm 的齿轮,如图 7.22(a)所示。活动量爪的另一端经杠杆系统与与指示表相连,旋转微动螺杆可调节固定量爪的位置。利用仪器附件(如组合量块),按被测齿轮基节的公称值 P_b 调节活动量爪与固定量爪之间的距离,并使指示表对零。测量时,将固定量爪和辅助支脚插入相邻齿槽(图 7.22(b)),利用螺杆调节支脚的位置,使它们与齿廓接触,借以保持测量时量爪的位置稳定。摆动检查仪,两相邻同侧齿廓间的最短距离即为实际基节(指示表指示出实际基节对公称基节之差)。在相隔 120° 处对左右齿廓进行测量,取所有读数中绝对值最大的数作为被测齿轮的基圆齿距偏差 f_{pb} 。

5. 单个齿距偏差 f_{pt} (individual circular pitch deviation)

单个齿距偏差是指在端平面上,在接近齿高中部的一个与齿轮轴线同心的圆上,实际齿

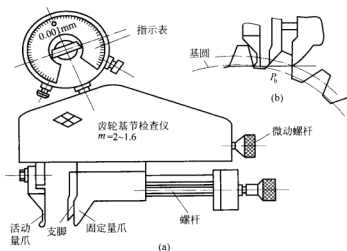


图 7.22 齿轮基节检查仪

距与理论齿距的代数差,如图 7.23 所示。它是 GB/T 10095.1—2001 规定的评定齿轮几何精度的基本参数。

单个齿距偏差在某种程度上反映基圆齿距偏差 f_{pb} 或齿廓形状偏差 f_{α} 对齿轮传动平稳性的影响,故单个齿距偏差 f_{π} 可作为齿轮传动平稳性中的单项性指标。

单个齿距偏差也用齿距检查仪测量,在测量齿距累积总偏差的同时,可得到单个齿距偏差值。用相对法测量时,理论齿距是指在某一测量圆周上对各齿测量得到的所有实际齿距的平均值。在测得的各个齿距偏差中,可能出现正值或负值,以其最大数字的正值或负值作为该齿轮的单个齿距偏差值。

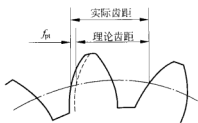


图 7.23 单个齿距偏差

综上所述,影响齿轮传动平稳性的误差,为齿轮一转中多次重复出现的短周期误差,主要包括转齿误差和换齿误差。评定传递运动平稳性的指标中,能同时反映转齿误差和换齿误差的综合性指标有:一齿切向综合偏差 f'_t 、一齿径向综合偏差 f'_r ;只反映转齿误差或换齿误差两者之一的单项指标有:齿廓偏差、基圆齿距偏差 f_{pb} 和单个齿距偏差 f_{π} 。使用时,可选用一个综合性指标,也可选用两个单项性指标的组合(转齿指标与换齿指标各选一个)来评定,才能全面反映对传递运动平稳性的影响。

7.3.3 载荷分布均匀性的检测项目

螺旋线偏差(spiral deviation)是指在端面基圆切线方向上测得的实际螺旋线偏离设计螺旋线的量。

(1) 螺旋线总偏差 F_{β} (spiral total deviation) 螺旋线总偏差是指在计值范围内,包含实际螺旋线迹线的两条设计螺旋线迹线间的距离,如图 7.24(a)所示。

(2) 螺旋线形状偏差 f_{β} (form deviation of spiral) 螺旋线形状偏差是指在计值范围

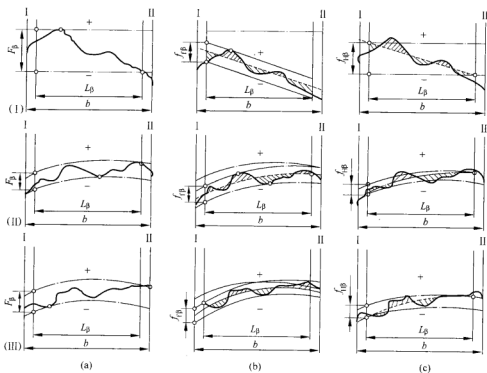


图 7.24 螺旋线偏差

(a) 螺旋总偏差; (b) 螺旋线形状偏差; (c) 螺旋线倾斜偏差

内, 包容实际螺旋线迹线的两条与平均螺旋线迹线完全相同的曲线间的距离, 且两条曲线与平均螺旋线迹线的距离为常数, 如图 7.24(b) 所示。

(3) 螺旋线倾斜偏差 $f_{it\beta}$ (angle deviation of spiral) 螺旋线倾斜偏差是指在计值范围的两端与平均螺旋线迹线相交的设计螺旋线迹线间的距离, 如图 7.24(c) 所示。

由于实际齿线存在形状误差和位置误差, 使两齿轮啮合时的接触线只占理论长度的一部分, 从而导致载荷分布不均匀。螺旋线总偏差是齿轮的轴向误差, 是评定载荷分布均匀性的单项性指标。

螺旋线总偏差的测量方法有展成法和坐标法。展成法的测量仪器有单盘式渐开线螺旋检查仪、分级圆盘式渐开线螺旋检查仪、杠杆圆盘式通用渐开线螺旋检查仪以及导程仪等。坐标法的测量仪器有螺旋线样板检查仪、齿轮测量中心以及三坐标测量机等。而直齿圆柱齿轮的螺旋线总偏差的测量较为简单, 图 7.25 即为用小圆柱测量螺旋线总偏差的原理图。被测齿轮装在心轴上, 心轴装在两顶针座或等高的 V 形块上, 在齿槽内放入小圆柱, 以

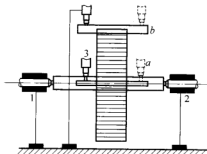


图 7.25 用小圆柱测量螺旋线总偏差

检验平板作基面,用指示表分别测小圆柱在水平方向和垂直方向两端的高度差。此高度差乘上 B/L (B 为齿宽, L 为圆柱长) 即近似为齿轮的螺旋线总偏差。为避免安装误差的影响,应在相隔 180° 的两齿槽中分别测量,取其平均值作为测量结果。

7.3.4 影响侧隙的单个齿轮因素及其检测

1. 齿厚偏差 f_m (thickness deviation of teeth)

齿厚偏差是指在齿轮的分度圆柱面上,齿厚的实际值与公称值之差,如图 7.26 所示。对于斜齿轮,指法向齿厚。该评定指标由 GB/Z 18620.2—2002 推荐。齿厚偏差是反映齿轮副侧隙要求的一项单项性指标。

齿轮副的侧隙一般是用减薄标准齿厚的方法来获得。为了获得适当的齿轮副侧隙,规定用齿厚的极限偏差来限制实际齿厚偏差,即 $E_{sni} < f_{sn} < E_{sns}$ 。一般情况下, E_{sns} 和 E_{sni} 分别为齿厚的上下偏差,且均为负值。

按照定义,齿厚是指分度圆弧齿厚,为了测量方便常以分度圆弦齿厚计值。图 7.27 是用齿厚游标卡尺测量分度圆弦齿厚的情况。测量时,以齿顶圆作为测量基准,通过调整纵向游标卡尺来确定分度圆的高度 h ;再从横向游标尺上读出分度圆弦齿厚的实际值 S_a 。

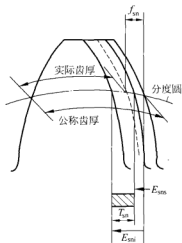


图 7.26 齿厚偏差

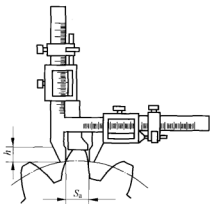


图 7.27 齿厚偏差的测量

对于标准圆柱齿轮,分度圆高度 h 及分度圆弦齿厚的公称值 S 的计算公式如下:

$$h = m \left[1 + \frac{z}{2} \left(1 - \cos \frac{90^\circ}{z} \right) \right] \quad (7.2)$$

$$S = mz \sin \frac{90^\circ}{z} \quad (7.3)$$

$$f_m = S_a - S \quad (7.4)$$

式中, m 为齿轮模数; z 为齿数。

用齿厚游标卡尺测量时,对测量技术要求高,测量精度受齿顶圆误差的影响,测量精度不高,故它仅用在公法线千分尺不能测量齿厚的场合,如大螺旋角斜齿轮、锥齿轮、大模数齿轮等。测量精度要求高时,分度圆高度 h 应根据齿顶圆实际直径进行修正。

2. 法线长度偏差(base tangent length deviation)

公法线长度偏差是指在齿轮一周内,实际公法线长度 W 与公称公法线长度 W_s 之差,如图 7.28 所示。该评定指标由 GB/Z 18620.2—2002 推荐。

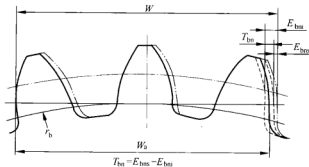


图 7.28 公法线长度偏差

公法线长度偏差是齿厚偏差的函数,能反映齿轮副侧隙的大小,可规定极限偏差(上偏差 E_{bas} ,下偏差 E_{bas})来控制公法线长度偏差。

对外齿轮,有

$$W + E_{bas} \leq W_s \leq W + E_{bas} \quad (7.5)$$

对内齿轮,有

$$W - E_{bas} \leq W_s \leq W - E_{bas} \quad (7.6)$$

公法线长度偏差的测量方法与前面所介绍的公法线长度变动的测量相同,在此不再赘述。应该注意的是,测量公法线长度偏差时,需先计算被测齿轮公法线长度的公称值 W_s ,然后按 W_s 值组合量块,用以调整两量爪之间的距离。沿齿圈进行测量,所测公法线长度与公称值之差,即为公法线长度偏差。

7.4 齿轮副精度的评定指标

上面所讨论的都是单个齿轮的加工误差,除此之外,齿轮副的安装误差同样影响齿轮传动的使用性能,因此对这类误差也应加以控制。

1. 轴线的平行度误差(parallelism deviation of the axes)

轴线的平行度误差的影响与向量的方向有关,有轴线平面内的平行度误差和垂直平面上的平行度误差。这是由 GB/Z 18620.3—2002 规定的,并推荐了误差的最大允许值。

1) 轴线平面内的平行度误差 $f_{\Sigma\alpha}$ (parallelism deviation on the axial plane)

轴线平面内的平行度误差是指一对齿轮的轴线,在其基准平面上投影的平行度误差,如图 7.29 所示。

2) 垂直平面上的平行度误差 $f_{\Sigma\beta}$ (parallelism deviation on the vertical plane)

垂直平面上的平行度误差是指一对齿轮的轴线,在垂直于基准平面,且平行于基准

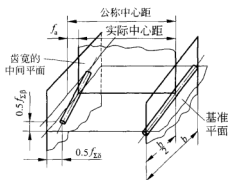


图 7.29 齿轮副的安装误差

轴线的平面上投影的平行度误差,如图 7.29 所示。

基准平面是包含基准轴线,并通过由另一轴线与齿宽中间平面相交的点所形成的平面。两条轴线中任何一条轴线都可作为基准轴线。

$f_{\Sigma\alpha}$ 、 $f_{\Sigma\beta}$ 均在等于全齿宽的长度上测量。

由于齿轮轴要通过轴承安装在箱体或其他构件上,所以轴线的平行度误差与轴承的跨距 L 有关。一对齿轮副的轴线若产生平行度误差,必然会影响齿面的正常接触,使载荷分布不均匀,同时还会使侧隙在全齿宽上大小不等。为此,必须对齿轮副轴线的平行度误差进行控制。

2. 中心距偏差 f_a (center distance deviation)

中心距偏差是指在齿轮副的齿宽中间平面内,实际中心距与公称中心距之差,如图 7.29 所示。该评定指标由 GB/Z 18620.3—2002 推荐。

中心距偏差会影响齿轮工作时的侧隙。当实际中心距小于公称(设计)中心距时,会使侧隙减小;反之,会使侧隙增大。为保证侧隙要求,要求用中心距允许偏差来控制中心距偏差。为了考核安装好的齿轮副的传动性能,对齿轮副的精度按下列四项指标进行评定。

1) 齿轮副的切向综合总偏差 F'_{ic}

齿轮副的切向综合总偏差是指按设计中心距安装好的齿轮副,在啮合转动足够多的转数内,一个齿轮相对于另一个齿轮的实际转角与公称转角之差的总幅度值。以分度圆弧长计值。一对工作齿轮的切向综合总偏差等于两齿轮的切向综合总偏差 F'_{ic} 之和,它是评定齿轮副的传递运动准确性的指标。对于分度传动链用的精密齿轮副,它是重要的评定指标。

2) 齿轮副的一齿切向综合偏差 f'_{ic}

齿轮副的一齿切向综合偏差是指安装好的齿轮副,在啮合转动足够多的转数内,一个齿轮相对于另一个齿轮,在一个齿距角内的实际转角与公称转角之差的最大幅度值。以分度圆弧长计值。也就是齿轮副的切向综合总偏差记录曲线上的小波纹的最大幅度值。齿轮副的一齿切向综合偏差是评定齿轮副传递平稳性的直接指标。对于高速传动用齿轮副,它是重要的评定指标,对动载系数、噪声、振动有着重要影响。

齿轮副啮合转动足够多转数的目的,在于使误差在齿轮相对位置变化全周期中充分显示出来。所谓“足够多的转数”通常是以小齿轮为基准,按大齿轮的转数 n_2 计算。计算公式如下:

$$n_2 = Z_1/x \quad (7.7)$$

式中, x 为大、小齿轮齿数 Z_2 和 Z_1 的最大公因数。

3) 接触斑点

接触斑点是指装配好的齿轮副,在轻微制动下,运转后齿面上分布的接触擦亮痕迹,如图 7.30 所示。

接触痕迹的大小在齿面展开图上用百分数计算。

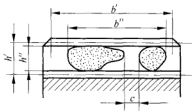


图 7.30 接触斑点

沿齿长方向: 接触痕迹的长度 b'' (扣除超过模数值的断开部分 c) 与工作长度 b' 之比的百分数, 即

$$\frac{b'' - c}{b'} \times 100\% \quad (7.8)$$

沿齿高方向: 接触痕迹的平均高度 h'' 与工作高度 h' 之比的百分数, 即

$$\frac{h''}{h'} \times 100\% \quad (7.9)$$

所谓“轻微制动”是指不使轮齿脱离, 又不使轮齿和传动装置发生较大变形的制动力时的制动状态。

沿齿长方向的接触斑点, 主要影响齿轮副的承载能力, 沿齿高方向的接触斑点主要影响工作平稳性。齿轮副的接触斑点综合反映了齿轮副的加工误差和安装误差, 是齿面接触精度的综合评定指标。对接触斑点的要求, 应标注在齿轮传动装配图的技术要求中。

对较大的齿轮副, 一般是在安装好的传动装置中检验; 对成批生产的机床、汽车、拖拉机中小齿轮允许在啮合机上与精确齿轮啮合检验。

目前, 国内各生产单位普遍使用这一精度指标。若接触斑点检验合格, 则此齿轮副中的单个齿轮的承载均匀性的评定指标可不予考核。

4) 齿轮副的侧隙

齿轮副的侧隙可分为圆周侧隙 j_{w1} 和法向侧隙 j_{bn} 两种。

圆周侧隙 j_{w1} 是指安装好的齿轮副, 当其中一个齿轮固定时, 另一齿轮圆周的晃动量, 以分度圆上弧长计值, 如图 7.31(a) 所示。

法向侧隙 j_{bn} 是指安装好的齿轮副, 当工作齿面接触时, 非工作齿面之间的最小距离, 如图 7.31(b) 所示。



图 7.31 齿轮副侧隙
(a) 圆周侧隙; (b) 法向侧隙

圆周侧隙可用指示表测量, 法向侧隙可用塞尺测量。在生产中, 常检验法向侧隙, 但由于圆周侧隙比法向侧隙更便于检验, 因此法向侧隙除直接测量得到外, 也可用圆周侧隙计算得到。法向侧隙与圆周侧隙之间的关系为

$$j_{bn} = j_{w1} \cos \beta_b \cos \alpha_n \quad (7.10)$$

式中, β_b 为基圆螺旋角; α_n 为分度圆法面压力角。

上述齿轮副的四项指标均能满足要求, 则齿轮副即认为合格。

7.5 图样标注

国家标准规定:在技术文件需叙述齿轮精度要求时,应注明 GB/T 10095.1—2001 或 GB/T 10095.2—2001。

关于齿轮精度等级标注建议如下:

若齿轮的检验项目同为某一精度等级时,可标注精度等级和标准号。如齿轮检验项目同为 7 级,则标注为

7GB/T 10095.1—2001 或 7GB/T 10095.2—2001

若齿轮检验项目的精度等级不同时,如齿廓总偏差 F_a 为 6 级,而齿距累积总偏差 F_p 和螺旋线总偏差 F_β 均为 7 级时,则标注为

6(F_a),7(F_p , F_β)GB/T 10095.1—2001

7.6 圆柱齿轮传动精度设计

我国圆柱齿轮传动公差现行国家标准为 GB/T 10095.1—2001《渐开线圆柱齿轮 精度 第 1 部分:轮齿同侧齿面偏差的定义和允许值》和 GB/T 10095.2—2001《渐开线圆柱齿轮 精度 第 2 部分:径向综合偏差与径向跳动的定义和允许值》,同时还有 GB/Z 18620.1~4 四个指导性技术文件。

以上标准(文件)适用于单个渐开线圆柱齿轮,其法向模数 $m_n \geq 0.5 \sim 70$ mm,分度圆直径 $d \geq 5 \sim 10000$ mm,齿宽 $b \geq 4 \sim 1000$ mm。对于 F_r' 和 f_r'' ,其 $m_n \geq 0.2 \sim 10$ mm, $d \geq 5 \sim 1000$ mm。基本齿廓按 GB/T 1356—2001《通用机械和重型机械用圆柱齿轮 标准基本齿条齿廓》的规定。该标准可用于内、外啮合的直齿、斜齿和人字齿圆柱齿轮。

7.6.1 圆柱齿轮精度等级确定

1. 精度等级

国家标准对单个齿轮规定了 13 个精度等级(对于 F_r' 和 f_r'' ,规定了 4~12 共 9 个精度等级),依次用阿拉伯数字 0、1、2、3、…、12 表示。其中 0 级精度最高,依次递减,12 级精度最低。0~2 级精度的齿轮对制造工艺与检测水平要求极高,目前加工工艺尚未达到,是为将来发展而规定的精度等级;一般将 3~5 级精度视为高精度等级;6~8 级精度视为中等精度等级,使用最多;9~12 级精度视为低精度等级。5 级精度是确定齿轮各项允许值计算式的基础级。

2. 精度等级的选择

齿轮的精度等级选择的主要依据是齿轮传动的用途、使用条件及对它的技术要求,即要考虑传递运动的精度、齿轮的圆周速度、传递的功率、工作持续时间、振动与噪声、润滑条件、使用寿命及生产成本等的要求,同时还要考虑工艺的可能性和经济性。

齿轮精度等级的选择方法主要有计算法和类比法两种。一般实际工作中,多采用类比法。计算法是根据运动精度要求,按误差传递规律,计算出齿轮一转中允许的最大转角误差,然后再根据工作条件或根据圆周速度或噪声强度要求确定齿轮的精度等级。类比法是

根据以往产品设计、性能试验以及使用过程中所累积的成熟经验,以及长期使用中已证实其可靠性的各种齿轮精度等级选择的技术资料,经过与所设计的齿轮在用途、工作条件及技术性能上作对比后,选定其精度等级。

部分机械的齿轮精度等级如表 7.1 所列,齿轮精度等级与速度的应用情况如表 7.2 所列,供选择齿轮精度等级时参考。

表 7.1 部分机械采用的齿轮的精度等级

应用范围	精度等级	应用范围	精度等级
测量齿轮	2~5	拖拉机	6~9
汽轮机减速器	3~6	一般用途的减速器	6~9
精密切削机床	3~7	轧钢设备	6~10
一般金属切削机床	5~8	起重机械	7~10
航空发动机	4~8	矿用绞车	8~10
轻型汽车	5~8	农用机械	8~11
重型汽车	6~9		

表 7.2 齿轮精度等级与速度的应用

工作条件	圆周速度/(m/s)		应用情况	精度等级
	直齿	斜齿		
机床	>30	>50	高精度和精密的分度链端的齿轮	4
	>15~30	>30~50	一般精度分度链末端齿轮、高精度和精密的中间齿轮	5
	>10~15	>15~30	V级机床主传动的齿轮,一般精度齿轮的中间齿轮,Ⅲ级和Ⅳ级以上精度机床的进给齿轮、油泵齿轮	6
	>6~10	>8~15	Ⅳ级和Ⅳ级以上精度机床的进给齿轮	7
	<6	<8	一般精度机床齿轮	8
			没有传动要求的手动齿轮	9
动力传动		>70	用于很高速度的透平传动齿轮	4
		>30	用于很高速度的透平传动齿轮,重型机械进给机构,高速重载齿轮	6
		<30	高速传动齿轮、有高可靠性要求的工业齿轮、重型机械的功率传动齿轮、作业率很高的起重运输机械齿轮	6
工业应用	<15	<25	高速和适度功率或大功率和适度速度条件下的齿轮,冶金、矿山、林业、石油、轻工、工程机械和小型工业齿轮箱(通用减速器)有可靠性要求的齿轮	7
	<10	<15	中等速度较平稳传动的齿轮,冶金、矿山、林业、石油、轻工、工程机械和小型工业齿轮箱(通用减速器)的齿轮	8
	≤4	≤6	一般性工作和噪声要求不高的齿轮、受载低于计算载荷的齿轮、速度大于 1 m/s 的开式齿轮传动和转盘的齿轮	9

续表

工作 条件	圆周速度/(m/s)		应用情况	精度等级
	直齿	斜齿		
航空 船舶 和车辆	>35	>70	需要很高的平稳性、低噪声的航空和船用齿轮	4
	>20	>35	需要高的平稳性、低噪声的航空和船用齿轮	5
	≤20	≤35	用于高速传动有平稳性和低噪声要求的机车、航空、船舶和轿车的齿轮	6
	≤15	≤25	用于有平衡性和噪声要求的航空、船舶和轿车的齿轮	7
	≤10	≤15	用于中等速度较平稳传动的载重汽车和拖拉机的齿轮	8
	≤4	≤6	用于较低速和噪声要求不高的载重汽车第一挡与倒挡, 拖拉机和联合收割机的齿轮	9
其 他			检验 7 级精度齿轮的测量齿轮	4
			检验 8~9 级精度齿轮的测量齿轮、印刷机印刷辊子用的齿轮	5
			读数装置中特别精密传动的齿轮	6
			读数装置的传动及具有非直尺的速度传动齿轮、印刷机传动齿轮	7
			普通印刷机传动齿轮	8
单 级 传 动 效 率			不低于 0.99(包括轴承不低于 0.985)	4~6
			不低于 0.98(包括轴承不低于 0.975)	7
			不低于 0.97(包括轴承不低于 0.965)	8
			不低于 0.96(包括轴承不低于 0.95)	9

3. 齿轮检验项目及其评定参数的确定

根据我国企业齿轮生产的技术和质量控制水平,建议供货方依据齿轮的使用要求和生产批量,在下述检验组中选取一个用于评定齿轮质量。经需方同意后,也可用于验收。在检验中,没有必要测量全部轮齿要素的偏差,因为有些要素对于特定齿轮的功能并没有明显的影响。另外,有些测量项目可以代替另一些项目,如切向综合总偏差检验能代替齿距累积总偏差检验,径向综合总偏差检验能代替径向跳动检验等。

- (1) f_{pt} 、 F_p 、 F_a 、 F_{β} 、 F_r 。
- (2) f_{pt} 、 F_{pk} 、 F_p 、 F_a 、 F_{β} 、 F_r 。
- (3) F_i' 、 f_i'' 。
- (4) f_{pt} 、 F_r (10~12 级)。
- (5) F_i' 、 f_i' (协议有要求时)。

各级精度齿轮及齿轮副所规定的各项公差或极限偏差可查阅标准手册,其表中的数值是用“齿轮精度的结构”中对 5 级精度规定的公式乘以级间公比计算出来的。两相邻精度等级的级间公比等于 2,本级数值除以(或乘以)2 即可得到相邻较高或较低等级的数值。对于

没有提供数值表的参数偏差允许值,可通过计算得到(表 7.3)。

表 7.3 5 级精度的齿轮偏差允许值的计算公式、部分公差关系式

齿 轮 精 度	计 算 公 式
单个齿距偏差的极限偏差 $\pm f_{pt}$	$\pm f_{pt} = 0.3(m_n + 0.4\sqrt{d} + 4)$
齿距累积偏差的极限偏差 $\pm F_{pk}$	$\pm F_{pk} = f_{pt} + 1.6\sqrt{(k-1)m_n}$
齿距累积总偏差 F_p	$F_p = 0.3m_n + 1.25\sqrt{d} + 7$
齿廓总偏差 F_a	$F_a = 3.2\sqrt{m_n} + 0.22\sqrt{d} + 0.7$
螺旋线总偏差 F_β	$F_\beta = 0.1\sqrt{d} + 0.63\sqrt{b} + 4.2$
一齿切向综合偏差 f'_i	$f'_i = k(9 + 0.3m_n + 3.2\sqrt{m_n} + 0.34\sqrt{d})$ 当 $\epsilon_r < 4$ 时, $k = 0.2\left(\frac{\epsilon_r + 4}{\epsilon_r}\right)$; 当 $\epsilon_r \geq 4$ 时, $k = 0.4$
切向综合总偏差 F'_i	$F'_i = F_p + f'_i$
齿廓形状偏差 f_{fa}	$f_{fa} = 2.5\sqrt{m_n} + 0.17\sqrt{d} + 0.5$
齿廓倾斜极限偏差 $\pm f_{H\alpha}$	$\pm f_{H\alpha} = 2\sqrt{m_n} + 0.14\sqrt{d} + 0.5$
螺旋线形状偏差 $f_{f\beta}$	$f_{f\beta} = 0.07\sqrt{d} + 0.45\sqrt{b} + 3$
螺旋线倾斜极限偏差 $\pm f_{H\beta}$	$\pm f_{H\beta} = 0.07\sqrt{d} + 0.45\sqrt{b} + 3$
径向综合总偏差 F'_r	$F'_r = 3.2m_n + 1.01\sqrt{d} + 6.4$
一齿径向综合偏差 f'_r	$f'_r = 2.96m_n + 0.01\sqrt{d} + 0.8$
径向跳动公差 F_r	$F_r = 0.8F_p = 0.24m_n + 1.0\sqrt{d} + 5.6$
齿轮副的切向综合总偏差 F'_{ic}	F'_{ic} 等于两配对齿轮 F'_i 之和
齿轮副的一齿切向综合偏差 f'_{ic}	f'_{ic} 等于两配对齿轮 f'_i 之和
轴线平面内的平行度误差 $f_{\Sigma\alpha}$	$f_{\Sigma\alpha} = f_{\alpha} = f_b$
垂直平面上的平行度误差 $f_{\Sigma\beta}$	$f_{\Sigma\beta} = \frac{1}{2}$

式中, m_n 为法向模数(mm); d 为分度圆直径(mm); b 为齿宽(mm)。

m_n 、 d 、 b 均按参数范围和圆整规则中的规定,取各分段界限值的几何平均值。各齿轮偏差允许值计算后需圆整。如果计算值大于 $10\mu\text{m}$,圆整到最接近的整数;如果小于 $10\mu\text{m}$,圆整到最接近的尾数为 $0.5\mu\text{m}$ 的小数或整数;如果小于 $5\mu\text{m}$,圆整到最接近的 $0.1\mu\text{m}$ 的小数或整数。

7.6.2 齿轮误差检验组的选择

在生产中,将同一个公差组中的各项项目分为若干个检验组,根据齿轮副的功能要求和生产规模,在各公差组中选定检验组来检查齿轮的精度(表 7.4)。

表 7.4 检验组及测量条件

检验组	公差组			适用等级	测量条件
	I	II	III		
1	F_i'	F_i'	F_β	3~6	万能齿轮测量机、齿向仪
2	F_i'	f_i'	F_β	5~8	整体误差测量仪(便于工艺分析)
3	F_i'	f_i'	F_β	5~8	单啮仪、齿向仪(适于大批量生产)
4	F_p	f_{p0}, f_{t1}, f_{t2}	$F_\beta, F_{p\alpha}$	3~6	齿距仪、齿形仪、波度仪、轴向齿距仪
5	F_i'', F_w	F_i''	F_β	6~9	双啮仪、齿向仪、公法线千分尺
6	F_p	f_t, f_{pt}	F_β	3~7	齿距仪、齿向仪、齿形仪
7	F_p	f_t, f_{pt}	F_β	3~7	
8	F_p	f_{pt}, f_{pb}	F_β	7~9	齿距仪、齿向仪、基节仪
9	F_w, F_t	f_t, f_{pb}	F_β	5~7	跳动仪、齿形仪、公法线千分尺、基节仪、齿向仪
10	F_w, F_t	f_{pt}, f_{pb}	F_β	7~9	
11	F_i	f_{pt}	F_β	10~12	跳动仪、齿距仪、齿向仪

7.6.3 齿轮副精度设计

如前所述,齿轮副侧隙分为圆周侧隙 j_w 和法向侧隙 j_{bn} 。圆周侧隙便于测量,但法向侧隙是基本的,它可与法向齿厚、公法线长度、油膜厚度等建立函数关系。齿轮副侧隙应按工作条件,用最小法向侧隙来加以控制。

1. 最小法向极限侧隙 $j_{bn \min}$ 的确定

最小法向极限侧隙的确定主要考虑齿轮副工作时的温度变化、润滑方式以及齿轮工作的圆周速度。

1) 补偿温升而引起变形所需的最小法向侧隙 j_{bn1}

$$j_{bn1} = \alpha(\alpha_1 \Delta t_1 - \alpha_2 \Delta t_2) 2 \sin \alpha_n \text{ (mm)} \quad (7.11)$$

式中, α 为中心距; α_1, α_2 为齿轮和箱体材料的线膨胀系数 ($1/^\circ\text{C}$); $\Delta t_1, \Delta t_2$ 为齿轮和箱体在正常工作下对标准温度 (20°C) 的温差 ($^\circ\text{C}$); α_n 为法向压力角 ($^\circ$)。

2) 保证正常润滑所必需的最小法向侧隙 j_{bn2}

j_{bn2} 取决于润滑方式和齿轮工作的圆周速度,具体数值见表 7.5。

表 7.5 j_{bn2} 的推荐值

润滑方式	圆周速度 v / (m/s)			
	$v \leq 10$	$10 < v \leq 25$	$25 < v \leq 60$	$v > 60$
喷油润滑	$0.01 m_n$	$0.02 m_n$	$0.03 m_n$	$(0.03 \sim 0.05) m_n$
油池润滑	$(0.005 \sim 0.01) m_n$			

注: m_n 为法向模数 (mm)。

最小法向极限侧隙是补偿温升而引起变形所需的最小法向侧隙 j_{bn1} 与保证正常润滑所必需的最小法向侧隙 j_{bn2} 之和。

$$j_{bn \min} = j_{bn1} + j_{bn2} \quad (7.12)$$

2. 齿厚极限偏差的确定

1) 齿厚上偏差 $E_{s\max}$ 的确定

齿厚上偏差除保证齿轮副所需的最小法向极限侧隙 $j_{bn \min}$ 外,还应补偿由于齿轮副的加工误差和安装误差所引起的侧隙减小量 J_n 。 J_n 可按下式计算:

$$J_n = \sqrt{f_{pb1}^2 + f_{pb2}^2 + 2(F_\beta \cos \alpha_n)^2 + (f_{\Sigma\beta} \sin \alpha_n)^2 + (f_{\Sigma\beta} \cos \alpha_n)^2} \quad (7.13)$$

即侧隙减小量 J_n 与基节极限偏差 f_{pb} 、螺旋线总偏差、轴线平面内的平行度偏差 $f_{\Sigma\beta}$ 、垂直平面内的平行度偏差 $f_{\Sigma\beta}$ 等因素有关。当 $\alpha_n = 20^\circ$ 时,由表 7.3 可知 $f_{\Sigma\beta} = f_{\Sigma\beta} = 1/2$, 化简后得

$$J_n = \sqrt{f_{pb1}^2 + f_{pb2}^2 + 2.104 F_\beta^2} \quad (7.14)$$

齿轮副的中心距偏差 f_a 也是影响齿轮副侧隙的一个因素。中心距偏差为负值时,将使侧隙减小,故最小法向极限侧隙 $j_{bn \min}$ 与齿轮副中两齿轮的齿厚上偏差 $E_{s\max1}$ 、 $E_{s\max2}$ 、中心距偏差 f_a 、侧隙减小量 J_n 有如下关系:

$$j_{bn \min} |E_{s\max1} + E_{s\max2}| \cos \alpha_n - f_a \cdot \sin \alpha_n - J_n \quad (7.15)$$

为便于设计和计算,一般取 $E_{s\max1}$ 和 $E_{s\max2}$ 相等,即 $E_{s\max1} = E_{s\max2} = E_{s\max}$, 则齿轮的齿厚上偏差为

$$E_{s\max} = f_a \tan \alpha_n - \frac{J_{bn \min} + J_n}{2 \cos \alpha_n} \quad (7.16)$$

2) 齿厚下偏差 $E_{s\min}$ 的确定

齿厚下偏差 $E_{s\min}$ 由齿厚上偏差 $E_{s\max}$ 与齿厚公差 T_s 确定,即

$$E_{s\min} = E_{s\max} - T_s \quad (7.17)$$

齿厚公差 T_s 可由下式计算:

$$T_s = \sqrt{F_r^2 + b_r^2} \times 2 \tan \alpha_n \quad (7.18)$$

可见,齿厚公差与反映一周中各齿厚度变动的齿圈径向跳动公差 F_r 和切齿加工时的切齿径向进刀公差 b_r 有关。 b_r 的数值与齿轮的精度等级关系,如表 7.6 所示。

表 7.6 切齿径向进刀公差值

切齿工艺	磨		滚 插		铣	
齿轮的精度等级	4	5	6	7	8	9
b_r 值	1.26IT7	IT8	1.26IT8	IT9	1.26IT9	IT10

7.6.4 齿坯精度和齿轮各表面粗糙度

由于齿坯的内孔、顶圆和端面通常作为齿轮的加工、测量和装配的基准,齿坯的加工精度对齿轮加工的精度、测量准确度和安装精度影响很大,在一定的条件下,用控制齿轮毛坯精度来保证和提高齿轮加工精度是一项积极措施。因此,标准对齿轮毛坯公差作了具体规定。

齿轮孔或轴颈的尺寸公差和形状公差以及齿顶圆柱面的尺寸公差如表 7.7 所示。基准面径向和端面跳动公差如表 7.8 所示。齿轮表面粗糙度要求如表 7.9 所示。

表 7.7 齿坯公差

齿轮精度等级		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
孔	尺寸公差	IT4	IT4	IT4	IT4	IT5	IT6	IT7		IT8		IT8	
	形状公差	IT1	IT2	IT3									
轴	尺寸公差	IT4	IT4	IT4	IT4	IT5		IT6		IT7		IT8	
	形状公差	IT1	IT2	IT3									
顶圆直径公差		IT6		IT7			IT8			IT9		IT11	
基准面的径向跳动		见表 7.8											
基准面的端面跳动													

表 7.8 齿坯基准面径向和端面跳动公差

 μm

分度圆直径/mm		精 度 等 级					
大于	到	1 和 2	3 和 4	5 和 6	7 和 8	9 到 12	
—	125	2.8	7	11	18	28	
125	400	3.6	9	14	22	36	
400	800	5.0	12	20	32	50	

表 7.9 齿轮各主要表面的表面粗糙度推荐值

 μm

模数/mm	精 度 等 级							
	5	6	7	8	9	10	11	12
$m < 6$	0.5	0.8	1.25	2.0	3.2	5.0	10	20
$6 \leq m \leq 60$	0.63	1.00	0.6	2.5	4	6.3	12.5	25
$m > 25$	0.8	1.25	2.0	3.2	5.0	8.0	16	32

复习与思考

1. 对齿轮传动的有哪四项作用要求？其中哪几项要求是精度要求？不同用途和不同工作条件的齿轮的使用要求的侧重点是否有所不同？试举例说明。
2. 试述齿轮必检精度指标各级精度的公差或极限偏差的计算式，并说明这些必检精度指标的合格条件。
3. 试述齿轮的侧隙指标中的齿厚偏差和公法线长度偏差的定义和测量方法。在齿轮图上如何标注侧隙指标的技术要求？侧隙指标的合格条件是什么？

4. 齿轮箱体上支承相互啮合的两对轴承孔的公共轴线间的位置不正确对齿轮传动的使用要求有什么影响? 为了保证使用要求, 对箱体上这两条公共轴线间的位置应规定哪些项目的公差?

5. 齿轮副所需的最小侧隙如何确定? 该最小侧隙的大小与齿轮的精度等级是否有关?

6. 盘形齿轮的齿轮坯公差项目有哪些? 齿轮轴的齿轮坯公差项目有哪些? 为什么要规定这些公差项目? 齿顶圆直径偏差和齿顶圆柱面对齿轮基准轴线的径向圆跳动对齿厚测量结果有何影响?

7. 某直齿圆柱齿轮代号为 7FL, 其模数 $m=1.5$ mm, 齿数 $z=60$, 齿形角 $\alpha=20^\circ$ 。现测得其误差项目 $\Delta F_r=45$ μm , $\Delta F_w=30$ μm , $\Delta F_p=43$ μm , 试问该齿轮的第 I 公差组检验结果是否合格?

8. 某直齿圆柱齿轮代号为 878FL, 其模数 $m=2$ mm, 齿数 $z=60$, 齿形角 $\alpha=20^\circ$, 齿宽 $b=30$ mm。试查出 F_p 、 f_i 、 f_{pt} 、 F_β 、 E_{ss} 、 E_{si} 的公差或极限偏差值。

9. 某直齿圆柱齿轮代号为 878FL, 其模数 $m=2$ mm, 齿数 $z=60$, 齿形角 $\alpha=20^\circ$, 齿宽 $b=30$ mm。若测量结果为: $\Delta F_p=0.080$ mm, $\Delta f_i=0.010$ mm, $\Delta f_{pt}=13$ μm , $\Delta F_\beta=16$ μm , $\Delta E_{ss}=-0.060$ mm, $\Delta E_{si}=-0.210$ mm, 试判断该齿轮是否合格, 为什么?

10. 若已知某普通车床主轴箱内一渐开线直齿圆柱齿轮的模数 $m=2.75$ mm, 主动齿轮 1 的转数 $n_1=1000$ r/min, 齿数 $z_1=26$, 齿宽 $b_1=28$ mm, 从动齿轮 2 的齿数 $z_2=56$, 齿宽 $b_2=24$ mm。齿轮的材料为 45 号钢, 线胀系数 $\alpha_1=11.5 \times 10^{-6}/^\circ\text{C}$, 箱体材料为铸铁, 线胀系数 $\alpha_2=11.5 \times 10^{-6}/^\circ\text{C}$ 。齿轮工作温度 $t_1=60^\circ\text{C}$, 箱体工作温度 $t_2=40^\circ\text{C}$, 采用压力喷油冷却方式。试确定主动齿轮副的精度等级和极限侧隙, 以及齿轮 1 的检验组及其公差值和齿坯精度。

11. 已知直齿圆柱齿轮副, 模数 $m_n=5$ mm, 齿形角 $\alpha=20^\circ$, 齿数 $z_1=20$, $z_2=100$, 内孔 $d_1=25$ mm, $d_2=80$ mm, 图样标注为 6GB/T 10095.1—2001 和 6GB/T 10095.2—2001。

(1) 试确定两齿轮 f_{pt} 、 F_p 、 F_a 、 F_β 、 F_i' 、 f_i'' 、 F_r 的允许值。

(2) 试确定两齿轮内孔和齿顶圆的尺寸公差、齿顶圆的径向圆跳动公差以及端面跳动公差。

几何量测量

8.1 概 述

8.1.1 测量的基本概念

检测是测量与检验的总称。测量是指将被测量与作为测量单位的标准量进行比较,从而确定被测量的实验过程,而检验则是判断零件是否合格而不需要测出具体数值。

由测量的定义可知,任何一个测量过程都必须有明确的被测对象和确定的测量单位,还要有与被测对象相适应的测量方法,而且测量结果还要达到所要求的测量精度。因此,一个完整的测量过程应包括如下4个要素。

(1) 被测对象 我们研究的被测对象是几何量,即长度、角度、形状、位置、表面粗糙度以及螺纹、齿轮等零件的几何参数。

(2) 测量单位 我国采用的法定计量单位是:长度的计量单位为米(m),角度单位为弧度(rad)和度($^{\circ}$)、分($'$)、秒($''$)。在机械零件制造中,常用的长度计量单位是毫米(mm);在几何量精密测量中,常用的长度计量单位是微米(μm);在超精密测量中,常用的长度计量单位是纳米(nm)。常用的角度计量单位是弧度、微弧度(μrad)和度、分、秒。 $1\ \mu\text{rad}=10^{-6}\text{rad}$, $1^{\circ}=0.017\ 453\ 3\text{rad}$ 。

(3) 测量方法 指测量时所采用的测量原理、测量器具和测量条件的总和。

(4) 测量精度 指测量结果与被测量真值的一致程度。精密测量要将误差控制在允许的范围内,以保证测量精度。为此,除了合理地选择测量器具和测量方法外,还应正确估计测量误差的性质和大小,以便保证测量结果具有较高的置信度。

8.1.2 基准与量值传递

1. 长度基准与量值传递

国际上统一使用的公制长度基准是在1983年第17届国际计量大会上通过的,以米作为长度基准。米的新定义:米是光在真空中在 $1/299\ 792\ 458$ 秒的时间间隔内所行进的距离。为了保证长度测量的精度,还需要建立准确的量值传递系统。鉴于激光稳频技术的发展,用激光波长作为长度基准具有很好的稳定性和复现性。我国采用碘吸收稳定的氦氖激光辐射作为波长标准来复现米。

在实际应用中,不能直接使用光波作为长度基准进行测量,而是采用各种测量器具进行测量。为了保证量值统一,必须把长度基准的量值准确地传递到生产中应用的计量器具和被测工件上。长度基准的量值传递系统如图 8.1 所示。

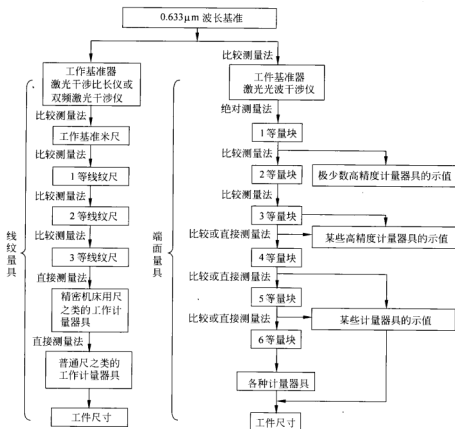


图 8.1 长度基准的量值传递系统

2. 角度基准与量值传递

角度是重要的几何量之一,一个圆周角定义为 360° ,角度不需要像长度一样建立自然基准。但在计量部门,为了方便,仍采用多面棱体(菱形块)作为角度量值的基准。机械制造中的角度标准一般是角度量块、测角仪或分度头等。

多面棱体有 4 面、6 面、8 面、12 面、24 面、36 面及 72 面等,以多面棱体作角度基准的量值传递系统,如图 8.2 所示。

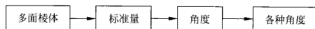


图 8.2 角度量值传递系统

8.2 量块的基础知识

量块是精密测量中经常使用的标准器,分长度量块和角度量块两类。

1. 长度量块

长度量块是单值端面量具,其形状大多为长方六面体,其中一对平行平面为量块的工作表面,两工作表面的间距即长度量块的工作尺寸。量块由特殊合金钢制成,耐磨且不易变形,工作表面之间或与平晶(见图 8.3)表面间具有可研合性,以便组成所需尺寸的量块组。

长度量块尺寸方面的术语如下:

(1) 标称长度 量块上标出的尺寸称为量块的标称长度 L 。

(2) 实际长度 量块长度的实际测得值称为量块的实际长度,分为中心长度 L_c 和任意点长度 L_i 。

(3) 量块的长度变动量 指量块任意点长度 L_i 的最大差值,即 $L_v = L_{i\max} - L_{i\min}$ 。

(4) 量块的长度偏差 指量块的长度实测值与标称长度之差。

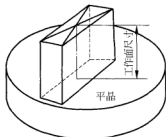


图 8.3 量块工作面与平晶研合

2. 角度量块

角度量块有三角形(一个工作角)和四边形(四个工作角)两种。三角形角度量块只有一个工作角($10^\circ \sim 79^\circ$),可以用作角度测量的标准量,而四边形角度量块则有四个工作角($80^\circ \sim 100^\circ$),可以用作角度测量的标准量。

8.2.1 量块的分级

量块按制造精度分为 6 级,即 00、0、1、2、3、K 级,其中 00 级精度最高,3 级精度最低。K 级为校准级,用来校准 0、1、2 级量块。量块的“级”主要是根据量块长度极限偏差和量块长度变动量的允许值来划分的。量块按“级”使用时,以量块的标称长度作为工作尺寸。该尺寸包含了量块的制造误差,不需要加修正值,使用较方便,但不如按“等”使用的测量精度高。量块分级的精度指标见表 8.1。

表 8.1 各级量块的精度指标(JJG 146—1994)

标称长度 l/mm		量块制造精度					
		00 级		0 级		K 级	
		长度/ μm					
大于	到	极限偏差 $\pm D$	变动量允许值 T_v	极限偏差 $\pm D$	变动量允许值 T_v	极限偏差 $\pm D$	变动量允许值 T_v
0.5	10	0.06	0.05	0.12	0.10	0.20	0.05
10	25	0.07	0.05	0.14	0.10	0.30	0.05
25	50	0.10	0.06	0.20	0.10	0.40	0.06
50	75	0.12	0.06	0.25	0.12	0.50	0.06

续表

标称长度 l/mm		量块制造精度					
		00 级		0 级		K 级	
		长度/μm					
大于	到	极限偏差±D	变动量允许值 T _v	极限偏差±D	变动量允许值 T _v	极限偏差±D	变动量允许值 T _v
0.5	10	0.06	0.05	0.12	0.10	0.20	0.05
75	100	0.14	0.07	0.30	0.12	0.60	0.07
100	150	0.20	0.08	0.40	0.14	0.80	0.08
150	200	0.25	0.09	0.50	0.16	1.00	0.09
200	250	0.30	0.10	0.60	0.16	1.20	0.10

标称长度 l/mm		量块制造精度					
		00 级		0 级		K 级	
		长度/μm					
大于	到	极限偏差±D	变动量允许值 T _v	极限偏差±D	变动量允许值 T _v	极限偏差±D	变动量允许值 T _v
0.5	10	0.20	0.10	0.45	0.30	1.0	0.50
10	25	0.30	0.16	0.60	0.30	1.2	0.50
25	50	0.40	0.18	0.80	0.30	1.6	0.55
50	75	0.50	0.18	1.00	0.35	2.0	0.55
75	100	0.60	0.20	1.20	0.35	2.5	0.60
100	150	0.80	0.20	1.60	0.40	3.0	0.65
150	200	1.00	0.25	2.00	0.40	4.0	0.70
200	250	1.20	0.25	2.40	0.45	5.0	0.75

8.2.2 量块的分等

量块按检定精度分为 1~6 等,其中 1 等精度最高,6 等精度最低。量块按“等”使用时,以量块检定书列出的实测中心长度作为工作尺寸,该尺寸排除了量块的制造误差,只包含检定时较小的测量误差。因此,量块按“等”使用比按“级”使用的测量精度高。量块分等的精度指标见表 8.2。

长度量块的分等,其量值按长度量值传递系统进行,即低一等的量块检定,必须用高一等的量块作基准进行测量。

按“等”使用量块,在测量上需要加入修正值,虽麻烦一些,但消除了量块尺寸制造误差的影响,为此,可用制造精度较低的量块进行较精密的测量。

量块长度变动量的允许值 T_v 以及量块长度偏差的允许值(极限偏差 $\pm D$)列在表 8.1 和表 8.2 中。

表 8.2 各等量块的精度指标(JJG 146—1994)

标称长度 l/mm		量块检定精度					
		1 等		2 等		3 等	
		长度/μm					
大于	到	测量的不 确定度允 许值±D	变动量允 许值 T _v	测量的不 确定度允 许值±D	变动量允 许值 T _v	测量的不 确定度允 许值±D	变动量允 许值 T _v
0.5	10	0.02	0.05	0.06	0.10	0.11	0.16
10	25	0.02	0.05	0.07	0.10	0.12	0.16
25	50	0.03	0.06	0.08	0.10	0.15	0.18
50	75	0.04	0.06	0.09	0.12	0.18	0.18
75	100	0.04	0.07	0.10	0.12	0.20	0.20
100	150	0.05	0.08	0.12	0.14	0.25	0.20
150	200	0.06	0.09	0.15	0.16	0.30	0.25
200	250	0.07	0.10	0.18	0.16	0.35	0.25

标称长度 l/mm		量块检定精度					
		1 等		2 等		3 等	
		长度/μm					
大于	到	测量的不 确定度允 许值±D	变动量允 许值 T _v	测量的不 确定度允 许值±D	变动量允 许值 T _v	测量的不 确定度允 许值±D	变动量允 许值 T _v
0.5	10	0.22	0.30	0.6	0.5	2.1	0.5
10	25	0.25	0.30	0.6	0.5	2.3	0.5
25	50	0.30	0.30	0.8	0.55	2.6	0.55
50	75	0.35	0.35	0.9	0.55	2.9	0.55
75	100	0.40	0.35	1.0	0.6	3.2	0.6
100	150	0.50	0.40	1.2	0.65	3.8	0.65
150	200	0.60	0.40	1.5	0.7	4.4	0.7
200	250	0.70	0.45	1.8	0.75	5.0	0.75

8.3 测量器具的测量方法

8.3.1 测量器具

1. 量具类

量具类是指通用的有刻度的或无刻度的一系列单值和多值的量块和量具等,如长度量块、90°角尺、角度量块、线纹尺、游标卡尺、千分尺等。

2. 量规类

量规是没有刻度且专用的计量器具,可用以检验零件要素实际尺寸和形位误差的综合结果。使用量规检验不能得到工件的具体实际尺寸和形位误差值,而只能确定被检验工件

是否合格。如使用光滑极限量规检验孔、轴,只能判定孔、轴合格与否,不能得到孔、轴的实际尺寸。

3. 计量仪器

计量仪器(简称量仪)是能将被测几何量的量值转换成可直接观测的示值或等效信息的一类计量器具。计量仪器按原始信号转换的原理可分为以下几种。

(1) 机械量仪 机械量仪是指用机械方法实现原始信号转换的量仪,一般都具有机械测微机构。这种量仪结构简单、性能稳定、使用方便,如指示表、杠杆比较仪等。

(2) 光学量仪 光学量仪是指用光学方法实现原始信号转换的量仪,一般都具有光学放大(测微)机构。这种量仪精度高、性能稳定,如光学比较仪、工具显微镜、干涉仪等。

(3) 电动量仪 电动量仪是指能将原始信号转换为电量信号的量仪,一般都具有放大、滤波等电路。这种量仪精度高,测量信号经模数(A/D)转换后,易于与计算机接口,实现测量和数据处理自动化,如电感比较仪、电动轮廓仪、圆度仪等。

(4) 气动量仪 气动量仪是以压缩空气为介质,通过气动系统流量或压力的变化来实现原始信号转换的量仪。这种量仪结构简单、测量精度和效率都高、操作方便,但示值范围小,如水柱式气动量仪、浮标式气动量仪等。

4. 计量装置

计量装置是指为确定被测几何量量值所必需的计量器具和辅助设备的总体。它能够测量同一工件上较多的几何量和形状比较复杂的工件,有助于实现检测自动化或半自动化,如齿轮综合精度检查仪、发动机缸体孔的几何精度综合测量仪等。

8.3.2 测量方法

在实际工作中,测量方法通常是指获得测量结果的具体方式,它可以按下面几种情况进行分类。

1. 按实测几何量是否就是被测几何量分类

(1) 直接测量 指被测几何量的量值直接由计量器具读出,例如,用游标卡尺、千分尺测量轴径的大小。

(2) 间接测量 指欲测量的几何量的量值由实测几何量的量值按一定的函数关系式运算后获得。例如采用“弓高弦长法”间接测量圆弧样板的半径 R ,只要测得弓高 h 和弦长 b 的量值,然后按公式进行计算即可得到 R 的量值。

直接测量过程简单,其测量精度只与这一测量过程有关,而间接测量的精度不仅取决于实测几何量的测量精度,还与所依据的计算公式和计算的精度有关。一般来说,直接测量的精度比间接测量的精度高。因此,应尽量采用直接测量,对于受条件所限无法进行直接测量的场合采用间接测量。

2. 按示值是否就是被测几何量的量值分类

(1) 绝对测量 指计量器具的示值就是被测几何量的量值。例如,用游标卡尺、千分尺测量轴径的大小。

(2) 相对测量 相对测量又称比较测量,指计量器具的示值只是被测几何量相对于标准量(已知)的偏差,被测几何量的量值等于已知标准量与该偏差值(示值)的代数和。例如,用立式光学比较仪测量轴径,测量时先用量块调整示值零位,该比较仪指示出的示值为被测

半径相对于量块尺寸的偏差。一般来说,相对测量的精度比绝对测量的精度高。

3. 按测量时被测表面与计量器具的测头是否接触分类

(1) 接触测量 指在测量过程中,计量器具的测头与被测表面接触,即有测量力存在。例如用立式光学比较仪测量轴径。

(2) 非接触测量 指在测量过程中,计量器具的测头不与被测表面接触,即无测量力存在。例如,用光切显微镜测量表面粗糙度,用气动力测量孔径。

对于接触测量,测头和被测表面的接触会引起弹性变形,即产生测量误差,而非接触测量则无此影响,故易变形的软质表面或薄壁工件多用非接触测量。

4. 按工件上是否有多个被测几何量同时测量分类

(1) 单项测量 指对工件上的各个被测几何量分别进行测量。例如,用公法线千分尺测量齿轮的公法线长度变动,用跳动检查仪测量齿轮的齿圈径向跳动等。

(2) 综合测量 指对工件上几个相关几何量的综合效应同时测量得到综合指标,以判断综合结果是否合格。例如,用齿距仪测量齿轮的齿距累积误差,实际上反映的是齿轮的公法线长度变动和齿圈径向跳动两种误差的综合结果。

综合测量的效率比单项测量的效率高。一般来说单项测量便于分析工艺指标;综合测量便于只要求判断合格与否,而不需要得到具体测得值的场合。

依据测头和被测表面之间是否处于相对运动状态,还可以分为动态测量和静态测量。动态测量是指在测量过程中,测头与被测表面处于相对运动状态。动态测量效率高,并能测出工件上几何参数连续变化时的情况,例如用电动轮廓仪测量表面粗糙度是动态测量。此外,还有主动测量(也称在线测量),是指在加工工件的同时对被测几何量进行测量,其测量结果可直接用以控制加工过程,及时防止废品的产生。

8.3.3 度量指标

计量器具的基本技术性能指标是合理选择和使用计量器具的重要依据。下面以机械式测微比较仪(如图 8.4 所示)为例介绍一些常用的计量技术性能指标。

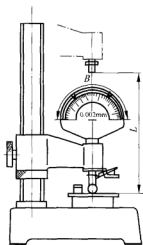


图 8.4 机械式测微比较仪

(1) 刻度间距 指计量器具的标尺或分度盘上相邻两刻线中心之间的距离或圆弧长度。考虑人眼观察的方便,一般应取刻度间距为 $1 \sim 2.5 \text{ mm}$ 。

(2) 分度值 指计量器具的标尺或分度盘上每一刻度间距所代表的量值。一般长度计量器具的分度值有 0.1 mm 、 0.05 mm 、 0.02 mm 、 0.01 mm 、 0.005 mm 、 0.002 mm 、 0.001 mm 等几种。一般来说,分度值越小,则计量器具的精度就越高。

(3) 分辨力 指计量器具所能显示的最末一位数所代表的量值。由于在一些量仪(如数字式量仪)中,其读数采用非标尺或非分度盘显示,因此就不能使用分度值这一概念,而将其称作分辨力。例如,国产 JC19 型数显式万能工具显微镜的分辨力为 $0.5 \mu\text{m}$ 。

(4) 示值范围 指计量器具所能显示或指示的被测几何量起始值到终止值的范围。例如机械式测微比较仪的示值范围为 $\pm 100 \mu\text{m}$,见图 8.4 中 B。

(5) 测量范围 指计量器具在允许的误差限度内所能测出的被测几何量量值的下限值到上限值的范围。一般测量范围上限值与下限值之差称为量程。例如立式光学比较仪的测量范围为 $0 \sim 180 \text{ mm}$, 也就是说立式光学比较仪的量程为 180 mm 。

(6) 灵敏度 指计量器具对被测几何量微小变化的响应变化能力。若被测几何量的变化为 Δx , 该几何量引起计量器具的响应变化能力为 ΔL , 则灵敏度 $S = \Delta L / \Delta x$ 。

当上式中分子和分母为同种量时, 灵敏度也称为放大比或放大倍数。对于具有等分刻度的标尺或分度盘的量仪, 放大倍数 K 等于刻度间距 a 与分度值 i 之比, 即 $K = a / i$ 。

一般来说, 分度值越小, 计量器具的灵敏度就越高。

(7) 示值误差 指计量器具上的示值与被测几何量的真值的代数差。一般来说, 示值误差越小, 计量器具的精度就越高。

(8) 修正值 指为了消除或减少系统误差, 用代数法加到测量结果上的数值。其大小与示值误差的绝对值相等, 而符号相反。例如, 示值误差为 -0.004 mm , 则修正值为 $+0.004 \text{ mm}$ 。

(9) 测量重复性 指在相同的测量条件下, 对同一被测几何量进行多次测量时, 各测量结果之间的一致性。通常以测量重复性误差的极限值(正、负偏差)来表示。

(10) 不确定度 指由于测量误差的存在而对被测几何量量值不能肯定的程度, 其直接反映测量结果的置信度。

8.4 测量误差及数据处理

8.4.1 测量误差与精度

1. 测量误差

对于任何测量过程, 由于计量器具和测量条件方面的限制, 不可避免地会出现或大或小的测量误差。因此, 每一个实际测得值, 往往只是在一定程度上接近被测几何量的真值, 这种实际测得值与被测几何量的真值之差称为测量误差。

1) 测量误差的表示

测量误差可以用绝对误差或相对误差来表示。

(1) 绝对误差

绝对误差是指被测几何量的测得值与其真值之差, 即

$$\delta = x - x_0 \quad (8.1)$$

式中, δ 为绝对误差; x 为被测几何量的测得值; x_0 为被测几何量的真值。

绝对误差可能是正值, 也可能是负值。这样, 被测几何量的真值可以用下式来表示:

$$x_0 = x \pm |\delta| \quad (8.2)$$

按照此式, 可以由测得值和测量误差来估计真值存在的范围。测量误差的绝对值越小, 则被测几何量的测得值就越接近真值, 表明测量精度越高; 反之, 则表明测量精度越低。对于大小不相同的被测几何量, 用绝对误差表示测量精度不方便, 所以需要相对误差来表示或比较它们的测量精度。

(2) 相对误差

相对误差是指绝对误差(取绝对值)与真值之比,即 $f = |\delta|/x_0$ 。由于 x_0 无法得到,因此在实际应用中常以被测几何量的测得值代替真值进行估算,则有

$$f \approx |\delta|/x \quad (8.3)$$

式中, f 为相对误差。

相对误差是一个无量纲的数值,通常用百分比来表示。例如,测得两个孔的直径大小分别为 25.43 mm 和 41.94 mm,其绝对误差分别为 +0.02 mm 和 +0.01 mm,则计算得到其相对误差分别为

$$f_1 = 0.02/25.43 = 0.0786\%$$

$$f_2 = 0.01/41.94 = 0.0238\%$$

显然后者的测量精度比前者高。

2) 产生测量误差的因素

由于测量误差的存在,测得值只能近似地反映被测几何量的真值。为减小测量误差,就必须分析产生测量误差的原因,以便提高测量精度。在实际测量中,产生测量误差的因素很多,归纳起来主要有以下几个方面。

(1) 计量器具的误差

计量器具的误差是计量器具本身的误差,包括计量器具在设计、制造和使用过程中的误差,这些误差的总和反映在示值误差和测量的重复性上。

设计计量器具时,为了简化结构而采用近似设计的方法会产生测量误差,例如当设计的计量器具不符合阿贝原则时也会产生测量误差。

阿贝原则是指测量长度时,应使被测零件的尺寸线(简称被测线)和量仪中作为标准的刻度尺(简称标准线)重合或顺次排成一条直线。如千分尺的标准线(测微螺杆轴线)与工件被测线(被测直径)在同一条直线上,而游标卡尺作为标准长度的刻度尺与被测直径不在同一条直线上。一般符合阿贝原则的测量引起的测量误差很小,可以略去不计;不符合阿贝原则的测量引起的测量误差较大。所以用千分尺测量轴径要比用游标卡尺测量轴径的测量误差更小,即测量精度更高。有关阿贝原则的详细内容可以参考计量仪器方面的书籍。

计量器具零件的制造和装配误差也会产生测量误差。例如,标尺的刻线距离不准确、指示表的分度盘与指针回转轴的安装有偏心等皆会产生测量误差。计量器具在使用过程中零件的变形等也会产生测量误差。此外,相对测量时使用的标准量(如长度量块)的制造误差也会产生测量误差。

(2) 方法误差

方法误差是指测量方法的不完善(包括计算公式不准确,测量方法选择不当,工件安装、定位不准确等)引起的误差,它会产生测量误差。例如,在接触测量中,由于测头测量力的影响,使被测零件和测量装置产生变形而产生测量误差。

(3) 环境误差

环境误差是指测量时环境条件(温度、湿度、气压、照明、振动、电磁场等)不符合标准的测量条件所引起的误差,它会产生测量误差。例如,环境温度的影响:在测量长度时,规定的环境条件标准温度为 20℃,但是在实际测量时被测零件和计量器具的温度对标准温度均

会产生或大或小的偏差,而被测零件和计量器具的材料不同时它们的线膨胀系数也不相同,这将产生一定的测量误差 δ ,其大小可按下式进行计算:

$$\delta = x[a_1(t_1 - 20^\circ\text{C}) - a_2(t_2 - 20^\circ\text{C})] \quad (8.4)$$

式中, x 为被测长度; a_1 、 a_2 为被测零件、计量器具的线膨胀系数; t_1 、 t_2 为测量时被测零件、计量器具的温度($^\circ\text{C}$)。

(4) 人员误差

人员误差是测量人员人为的差错,如测量瞄准不准确、读数或估读错误等,都会产生人为的测量误差。

3) 误差的分类

按测量误差特点和性质,可分为系统误差、随机误差和粗大误差3类。

(1) 系统误差

系统误差是指在一定测量条件下,多次测取同一量值时,绝对值和符号均保持不变的测量误差,或者绝对值和符号按某一规律变化的测量误差。前者称为定值系统误差,后者称为变值系统误差。例如,在比较仪上用相对法测量零件尺寸时,调整量仪所用量块的误差就会引起定值系统误差;量仪的分度盘与指针回转轴偏心所产生的示值误差会引起变值系统误差。

根据系统误差的性质和变化规律,系统误差可以用计算或实验对比的方法确定,用修正值(校正值)从测量结果中予以消除。但在某些情况下,系统误差由于变化规律比较复杂,不易确定,因而难以消除。

(2) 随机误差

随机误差是指在一定测量条件下,多次测取同一量值时,绝对值和符号以不可预定的方式变化着的测量误差。随机误差主要是由测量过程中一些偶然性因素或不确定因素引起的。例如,量仪传动机构的间隙、摩擦、测量力的不稳定以及温度波动等引起的测量误差,都属于随机误差。

就某一次具体测量而言,随机误差的绝对值和符号无法预先知道。但对于连续多次重复测量来说,随机误差符合一定的概率统计规律,因此,可以应用概率论和数理统计的方法来对它进行处理。

系统误差和随机误差的划分并不是绝对的,它们在一定的条件下是可以相互转化的。例如,按一定基本尺寸制造的量块总是存在着制造误差,对某一具体量块来讲,可认为该制造误差是系统误差,但对一批量块而言,制造误差是变化的,可以认为它是随机误差。

在使用某一量块时,若没有检定该量块的尺寸偏差,而按量块标称尺寸使用,则制造误差属随机误差;若检定出该量块的尺寸偏差,按量块实际尺寸使用,则制造误差属系统误差。掌握误差转化的特点,可根据需要将系统误差转化为随机误差,用概率论和数理统计的方法来减小该误差的影响;或将随机误差转化为系统误差,用修正的方法减小该误差的影响。

(3) 粗大误差

粗大误差是指超出在一定测量条件下预计的测量误差,就是对测量结果产生明显歪曲的测量误差。含有粗大误差的测得值称为异常值,它的误差数值比较大。粗大误差的产生有主观和客观两方面的原因,主观原因有如测量人员疏忽造成的读数误差,客观原因有如外界突然振动引起的测量误差。由于粗大误差明显歪曲测量结果,因此在处理测量数据时,应

根据判别粗大误差的准则设法将其剔除。

2. 测量精度

测量精度是指被测几何量的测得值与其真值的接近程度。它和测量误差是从两个不同角度说明同一概念的术语。测量误差越大,则测量精度就越低;测量误差越小,则测量精度就越高。为了反映系统误差和随机误差对测量结果的不同影响,测量精度可分为以下几种。

(1) 正确度 正确度反映测量结果受系统误差的影响程度。系统误差小,则正确度高。

(2) 精密性 精密性反映测量结果受随机误差的影响程度。它是指在一定测量条件下连续多次测量所得的测得值之间相互接近的程度。随机误差小,则精密度高。

(3) 准确度 准确度反映测量结果同时受系统误差和随机误差的综合影响程度。若系统误差和随机误差都小,则准确度高。

对于一个具体的测量,精密度高,正确度不一定高;正确度高,精密性也不一定高;精密性和正确度都高的测量,准确度就高;精密性和正确度中有一个不高,准确度就不高。

8.4.2 各类测量误差的处理

通过对某一被测几何量进行连续多次的重复测量,得到一系列的测量数据(测得值)即测量列,可以对该测量列进行数据处理,以消除或减小测量误差的影响,提高测量精度。

1. 测量列中随机误差的处理

随机误差不可能被修正或消除,但可应用概率论与数理统计的方法,估计出随机误差的大小和规律,并设法减小其影响。

1) 随机误差的特性及分布规律

通过对大量的测试实验数据进行统计后发现,随机误差常服从正态分布规律(随机误差还存在其他规律的分布,如等概率分布、三角分布、反正弦分布等),其正态分布曲线如图 8.5 所示(横坐标 δ 表示随机误差,纵坐标 y 表示随机误差的概率密度)。

正态分布的随机误差具有下面 4 个基本特性。

(1) 单峰性 绝对值越小的随机误差出现的概率越大,反之则越小。

(2) 对称性 绝对值相等的正、负随机误差出现的概率相等。

(3) 有界性 在一定测量条件下,随机误差的绝对值不超过一定界限。

(4) 抵偿性 随着测量的次数增加,随机误差的算术平均值趋于零,即各次随机误差的代数和趋于零。这一特性是对称性的必然反映。

正态分布曲线的数学表达式为

$$y = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\left[\frac{\delta^2}{\sigma^2}\right]} \quad (8.5)$$

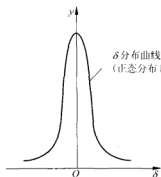


图 8.5 正态分布曲线

式中, y 为概率密度; σ 为标准偏差; δ 为随机误差; e 为自然对数的底。

2) 随机误差的标准偏差 σ

从式(8.5)可以看出, 概率密度 y 的大小与随机误差 δ 、标准偏差 σ 有关。当 $\delta=0$ 时, 概率密度 y 最大, 即 $y_{\max}=1/\sigma\sqrt{2\pi}$, 显然概率密度最大值 y_{\max} 是随标准偏差 σ 变化的。标准偏差 σ 越小, 分布曲线就越陡, 随机误差的分布就越集中, 表示测量精度就越高; 反之, 标准偏差 σ 越大, 分布曲线就越平坦, 随机误差的分布就越分散, 表示测量精度就越低。随机误差的标准偏差 σ 可用下式计算得出:

$$\sigma = \left(\sum \delta^2 / n \right)^{\frac{1}{2}} \quad (8.6)$$

式中, n 为测量次数。

标准偏差 σ 是反映测量列中测得值分散程度的一项指标, 它表示的是测量列中单次测量值(任一测得值)的标准偏差。

3) 随机误差的极限值 δ_{\lim}

由于随机误差具有有界性, 因此随机误差的大小不会超过一定的范围。随机误差的极限值就是测量极限误差。

由概率论的知识可知, 正态分布曲线和横坐标轴间所包含的面积等于所有随机误差出现的概率总和, 若随机误差区间落在 $(-\infty \sim +\infty)$ 之间, 则其概率为 1, 即

$$P = \int_{-\infty}^{+\infty} y d\delta = \int_{-\infty}^{+\infty} \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\left[\frac{\delta^2}{2\sigma^2}\right]} d\delta = 1 \quad (8.7)$$

实际上随机误差区间落在 $(-\delta \sim +\delta)$ 之间, 其概率小于 1, 即 $P = \int_{-\delta}^{+\delta} y d\delta < 1$ 。为化成标准正态分布, 便于求出 $P = \int_{-\delta}^{+\delta} y d\delta$ 的积分值(概率值), 其概率积分计算过程如下。

首先引入

$$t = \frac{\delta}{\sigma}, \quad dt = \frac{d\delta}{\sigma} \quad (8.8)$$

则有

$$\begin{aligned} P &= \int_{-\delta}^{+\delta} y d\delta = \int_{-t}^{+t} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-t}^{+t} e^{-\frac{t^2}{2}} dt \\ &= \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{+t} e^{-\frac{t^2}{2}} dt \quad (\text{对称性}) \end{aligned} \quad (8.9)$$

再令

$$P = 2\Phi(t) \quad (8.10)$$

则有

$$\Phi(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{+t} e^{-\frac{t^2}{2}} dt \quad (8.11)$$

这就是拉普拉斯函数(概率积分)。常用的 $\Phi(t)$ 数值列在表 8.3 中。选择不同的 t 值, 就对应有不同的概率, 测量结果的可信度也就不一样。随机误差在 $\pm t\sigma$ 范围内出现的概率称为置信概率, t 称为置信因子或置信系数。在几何量测量中, 通常取置信因子 $t=3$, 则置信概率为 $P=2\Phi(t)=99.73\%$ 。亦即 δ 超出 $\pm 3\sigma$ 的概率为 $100\%-99.73\%=0.27\% \approx 1/370$ 。

表 8.3 4 个特殊 t 值对应的概率

t	$\delta = \pm t\sigma$	不超出 $ \delta $ 的概率 $P = 2\Phi(t)$	超出 $ \delta $ 的概率 $\alpha = 1 - 2\Phi(t)$
1	1σ	0.6826	0.3174
2	2σ	0.9544	0.0456
3	3σ	0.9973	0.0027
4	4σ	0.999 36	0.000 64

在实际测量中,测量次数一般不会多于几十次,随机误差超出 3σ 的情况实际上很少出现。所以取测量极限误差为 $\lim \delta = \pm 3\sigma$, $\lim \delta$ 也表示测量列中单次测量值的测量极限误差。

例如,某次测量的测得值为 30.002 mm ,若已知标准偏差 $\sigma = 0.0002 \text{ mm}$,置信概率取 99.73% ,则测量结果应为 $(30.002 \pm 0.0006) \text{ mm}$ 。

4) 随机误差的处理步骤

由于被测几何量的真值未知,所以不能直接计算求得标准偏差 σ 的数值。在实际测量时,当测量次数 N 充分大时,随机误差的算术平均值趋于零,便可以用测量列中各个测得值的算术平均值代替真值,并估算出标准偏差,进而确定测量结果。

在假定测量列中不存在系统误差和粗大误差的前提下,可按下列步骤对随机误差进行处理。

(1) 计算测量列中各个测得值的算术平均值。设测量列的测得值为 $x_1, x_2, x_3, \dots, x_N$, 则算术平均值为

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^N x_i}{N} \quad (8.12)$$

(2) 计算残余误差。残余误差 ν_i 即测得值与算术平均值之差,一个测量列就对应着一个残余误差列:

$$\nu_i = x_i - \bar{x} \quad (8.13)$$

残余误差具有两个基本特性: ①残余误差的代数和等于零即 $\sum \nu_i = 0$; ②残余误差的平方和为最小,即 $\sum \nu_i^2$ 为最小。由此可见,用算术平均值作为测量结果是合理可靠的。

(3) 计算标准偏差(即单次测量精度 σ)。在实用中,常用贝塞尔(Bessel)公式计算标准偏差,贝塞尔公式如下:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N \nu_i^2}{N-1}} \quad (8.14)$$

若需要,可以写出单次测量结果表达式为

$$x_{wi} = x_i \pm 3\sigma \quad (8.15)$$

(4) 计算测量列的算术平均值的标准偏差 $\sigma_{\bar{x}}$ 。若在一定测量条件下,对同一被测几何量进行多组测量(每组皆测量 N 次),则对应每组 N 次测量都有一个算术平均值,各组的算术平均值不相同。不过,它们的分散程度要比单次测量值的分散程度小得多。描述它们的分散程度同样可以用标准偏差作为评定指标。根据误差理论,测量列算术平均值的标准偏

差 σ_x 与测量列单次测量值的标准偏差 σ 之间存在如下关系(如图 8.6 所示):

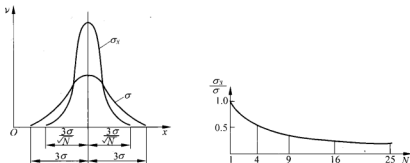


图 8.6 σ 与 σ_x 的关系

$$\sigma_x = \frac{\sigma}{\sqrt{N}} \quad (8.16)$$

显然,多次测量结果的精度比单次测量的精度高。即测量次数越多,测量精密程度就越高。但图 8.6 中曲线也表明测量次数不是越多越好,一般取 $N > 10$ (15 次左右)为宜。

(5) 计算测量列算术平均值的测量极限误差 $\delta_{\lim(x)}$ 为

$$\delta_{\lim(x)} = \pm 3\sigma_x \quad (8.17)$$

(6) 写出多次测量所得结果 x_c 的表达式为

$$x_c = \bar{x} \pm 3\sigma_x \quad (8.18)$$

并说明置信概率为 99.73%。

2. 测量列中系统误差的处理

在实际测量中,系统误差对测量结果的影响是不能忽视的。揭示系统误差出现的规律性,消除系统误差对测量结果的影响,是提高测量精度的有效措施。

1) 发现系统误差的方法

在测量过程中产生系统误差的因素是复杂多样的,查明所有的系统误差是很困难的事情。同时也不可能完全消除系统误差的影响。

发现系统误差必须根据具体测量过程和计量器具进行全面而仔细的分析,但目前还没有能够找到可以发现各种系统误差的方法,下面只介绍适用于发现某些系统误差常用的两种方法。

(1) 实验对比法

实验对比法就是,通过改变产生系统误差的测量条件,进行不同测量条件下的测量,来发现系统误差。这种方法适用于发现定值系统误差。例如,量块按标称尺寸使用时,在测量结果中,就存在着由于量块尺寸偏差而产生的大小和符号均不变的定值系统误差,重复测量也不能发现这一误差,只有用另一块更高等级的量块进行对比测量,才能发现它。

(2) 残差观察法

残差观察法是指根据测量列的各个残差大小和符号的变化规律,直接由残差数据或残差曲线图形来判断有无系统误差,这种方法主要适用于发现大小和符号按一定规律变化的变值系统误差。根据测量先后顺序,将测量列的残差作图(如图 8.7 所示),观察残差的规律。

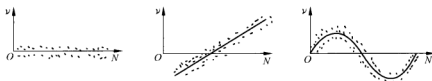


图 8.7 变值系统误差的发现

(a) 不存在变值系统误差; (b) 存在线性系统误差; (c) 存在着周期性系统误差

若残差大体正、负相间,又没有显著变化,就认为不存在变值系统误差,如图 8.7(a)所示;若残差按近似的线性规律递增或递减,就可判断存在着线性系统误差,如图 8.7(b)所示;若残差的大小和符号有规律地周期变化,就可判断存在着周期性系统误差,如图 8.7(c)所示。但是残差观察法对于测量次数不是足够多时,也有一定的难度。

2) 消除系统误差的方法

(1) 从产生误差根源上消除系统误差

这要求测量人员对测量过程中可能产生系统误差的各个环节进行分析,并在测量前就将系统误差从产生根源上消除。例如,为了防止测量过程中仪器示值零位的变动,测量开始和结束时都需检查示值零位。

(2) 用修正法消除系统误差

这种方法是预先将计量器具的系统误差检定或计算出来,作出误差表或误差曲线,然后取与误差数值相同而符号相反的值作为修正值,将测得值加上相应的修正值,即可使测量结果不包含系统误差。

(3) 用抵消法消除定值系统误差

这种方法要求在对称位置上分别测量一次,以使这两次测量中测得的数据出现的系统误差大小相等,符号相反,取这两次测量中数据的平均值作为测得值,即可消除定值系统误差。例如,在工具显微镜上测量螺纹螺距时,为了消除螺纹轴线与量仪工作台移动方向倾斜而引起的系统误差,可分别测取螺纹左、右牙面的螺距,然后取它们的平均值作为螺距测得值。

(4) 用半周期法消除周期性系统误差

对周期性系统误差,可以每相隔半个周期进行一次测量,以相邻两次测量的数据的平均值作为一个测得值,即可有效消除周期性系统误差。

消除和减小系统误差的关键是找出误差产生的根源和规律。实际上,系统误差不可能完全消除。一般来说,系统误差若能减小到使其影响相当于随机误差的程度,则可认为已被消除。

3. 测量列中粗大误差的处理

粗大误差的数值相当大,在测量中应尽可能避免。如果粗大误差已经产生,则应根据判断粗大误差的准则予以剔除,通常用拉依达准则来判断。

拉依达准则又称 3σ 准则。当测量列服从正态分布时,残差落在 $\pm 3\sigma$ 外的概率很小,仅有 0.27%,即在连续 370 次测量中只有一次测量的残差会超出 $\pm 3\sigma$,而实际上连续测量的

次数绝不超过 370 次,测量列中就不应该有超出 $\pm 3\sigma$ 的残差。因此,当出现绝对值大于 3σ 的残差时,即 $|v_i| > 3\sigma$,则认为该残差对应的测得值含有粗大误差,应予以剔除。注意拉依达准则不适用于测量次数小于或等于 10 的情况。

8.4.3 测量结果的数据处理

等精度测量是指在测量条件(包括测量仪、测量人员、测量方法及环境条件等)不变的情况下,对某一被测几何量进行的连续多次测量。虽然在此条件下得到的各个测得值不同,但影响各个测得值精度的因素和条件相同,故测量精度视为相等。相反,在测量过程中全部或部分因素和条件发生改变,则称为不等精度测量。在一般情况下,为了简化对测量数据的处理,大多采用等精度测量。

1. 直接测量列的数据处理

为了从直接测量列中得到正确的测量结果,应按以下步骤进行处理。

(1) 计算测量列的算术平均值和残差(\bar{x}, v_i),以判断测量列中是否存在系统误差。如果存在系统误差,则应采取措施加以消除。

(2) 计算测量列单次测量值的标准偏差 σ ,判断是否存在粗大误差。若有粗大误差,则应剔除含粗大误差的测得值,并重新组成测量列,再重复上述计算,直到将所有含粗大误差的测得值都剔除干净为止。

(3) 计算测量列的算术平均值的标准偏差和测量极限误差($\sigma_{\bar{x}}$ 和 $\delta_{\lim(x)}$)。

(4) 给出测量结果表达式 $x_c = \bar{x} \pm \delta_{\lim(x)}$,并说明置信概率。

【例】对某一轴径 x 等精度测量 15 次,按测量顺序将各测得值依次列于表 8.4 中,试求测量结果。

表 8.4 数据处理计算表

测量序号	测得值 x_i/mm	残差 $v_i(v_i = x_i - \bar{x})/\mu\text{m}$	残差的平方 $v_i^2/\mu\text{m}^2$
1	34.959	+2	4
2	34.955	-2	4
3	34.958	+1	1
4	34.957	0	0
5	34.958	+1	1
6	34.956	-1	1
7	34.957	0	0
8	34.958	+1	1
9	34.955	-2	4
10	34.957	0	0
11	34.959	+2	4
12	34.955	-2	4
13	34.956	-1	1
14	34.957	0	0
15	34.958	+1	1
算术平均值	34.957	$\sum v_i = 0$	$\sum v_i^2 = 26$

解: (1) 判断定值系统误差。假设计量器具已经检定、测量环境得到有效控制, 可认为测量列中不存在定值系统误差。

(2) 求测量列算术平均值为

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^N x_i}{N} = 34.957 \text{ mm}$$

(3) 计算残差。各残差的数值经计算后列于表 8.4 中。按残差观察法, 这些残差的符号大体正、负相间, 没有周期性变化, 因此可以认为测量列中不存在变值系统误差。

(4) 计算测量列单次测量值的标准偏差:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N x_i^2}{N-1}} \approx 1.3 \mu\text{m}$$

(5) 判断粗大误差。按拉依达准则, 测量列中没有出现绝对值大于 3σ ($3 \times 1.3 = 3.9 \mu\text{m}$) 的残差, 即测量列中不存在粗大误差。

(6) 计算测量列算术平均值的标准偏差:

$$\sigma_{\bar{x}} = \frac{\sigma}{\sqrt{N}} \approx 0.35 \mu\text{m}$$

(7) 计算测量列算术平均值的测量极限误差:

$$\delta_{\text{lim}(\bar{x})} = \pm 3\sigma_{\bar{x}} = \pm 1.05 \mu\text{m}$$

(8) 确定测量结果:

$$x_0 = \bar{x} \pm 3\sigma_{\bar{x}} = 34.957 \pm 0.0011 \text{ mm}$$

这时的置信概率为 99.73%。

2. 间接测量列的数据处理

在有些情况下, 由于某些被测对象的特点, 不能进行直接测量, 这时需要采用间接测量。间接测量是指通过测量与被测几何量有一定关系的几何量, 按照已知的函数关系式计算出被测几何量的量值。因此间接测量的被测几何量是测量所得到的各个实测几何量的函数, 而间接测量的误差则是各个实测几何量误差的函数, 故称这种误差为函数误差。

1) 函数及其微分表达式

间接测量中, 被测几何量通常是实测几何量的多元函数, 它表示为

$$y = F(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (8.19)$$

式中, y 为欲测几何量(函数); x_i 为实测的几何量。

函数的全微分表达式为

$$dy = \frac{\partial F}{\partial x_1} dx_1 + \frac{\partial F}{\partial x_2} dx_2 + \dots + \frac{\partial F}{\partial x_n} dx_n \quad (8.20)$$

式中, dy 为欲测的几何量(函数)的测量误差; dx_i 为实测的几何量的测量误差; $\frac{\partial F}{\partial x_i}$ 为实测的几何量的测量误差传递系数。

2) 函数的系统误差计算式

由各实测几何量测得值的系统误差, 可近似得到被测几何量(函数)的系统误差表达

式为

$$\Delta y = \frac{\partial F}{\partial x_1} \Delta x_1 + \frac{\partial F}{\partial x_2} \Delta x_2 + \cdots + \frac{\partial F}{\partial x_m} \Delta x_m \quad (8.21)$$

式中, Δy 为欲测几何量(函数)的系统误差; Δx_i 为实测几何量的系统误差。

3) 函数的随机误差计算式

由于各实测几何量的测得值中存在着随机误差, 因此被测几何量(函数)也存在着随机误差。根据误差理论, 函数的标准偏差 σ_y 与各个实测几何量的标准偏差 σ 的关系为

$$\sigma_y = \sqrt{\left(\frac{\partial F}{\partial x_1}\right)^2 \sigma_{x_1}^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial x_2}\right)^2 \sigma_{x_2}^2 + \cdots + \left(\frac{\partial F}{\partial x_m}\right)^2 \sigma_{x_m}^2} \quad (8.22)$$

式中, σ_y 为欲测几何量(函数)的标准偏差; σ_{x_i} 为实测几何量的标准偏差。

同理, 函数的测量极限误差公式为

$$\delta_{\text{lim}(y)} = \pm \sqrt{\left(\frac{\partial F}{\partial x_1}\right)^2 \delta_{\text{lim}(x_1)}^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial x_2}\right)^2 \delta_{\text{lim}(x_2)}^2 + \cdots + \left(\frac{\partial F}{\partial x_m}\right)^2 \delta_{\text{lim}(x_m)}^2} \quad (8.23)$$

式中, $\delta_{\text{lim}(y)}$ 为欲测几何量(函数)的测量极限误差; $\delta_{\text{lim}(x_i)}$ 为实测几何量的测量极限误差。

4) 间接测量列数据处理的步骤

- (1) 找出函数表达式 $y = F(x_1, x_2, \cdots, x_m)$;
- (2) 求出欲测几何量(函数)值 y ;
- (3) 计算函数的系统误差值 Δy ;
- (4) 计算函数的标准偏差值 σ_y 和函数的测量极限误差值 $\delta_{\text{lim}(y)}$;
- (5) 给出欲测几何量(函数)的结果表达式:

$$y_e = (y - \Delta y) \pm \delta_{\text{lim}(y)} \quad (8.24)$$

最后说明置信概率为 99.73%。

复习与思考

1. 量块的制造精度分哪几级, 量块的检定精度分哪几等, 分级和分等的主要依据是什么?
2. 几何量测量方法中, 绝对测量与相对测量有何区别? 直接测量与间接测量有何区别? 并举例说明。
3. 测量误差的绝对误差与相对误差有何区别? 两者的应用场合有何不同?
4. 进行等精度测量时, 以多次重复测量的测量列算术平均值作为测量结果的优点是什么? 它可以减小哪类测量误差对测量结果的影响?
5. 进行等精度测量时, 怎样表示单次测量和多次重复测量的测量结果? 测量列单次测量值和算术平均值的标准偏差有何区别?
6. 用两种方法分别测量尺寸为 100 mm 和 80 mm 的零件, 其测量绝对误差分别为 $8 \mu\text{m}$ 和 $7 \mu\text{m}$, 试用测量的相对误差对比两种方法的测量精度的高低。
7. 在立式光学比较仪上对塞规同一部位进行 4 次重复测量, 其值为 20.004、19.996、19.999、19.997, 试求测量结果。
8. 已知某仪器的标准偏差为 $\sigma = \pm 0.002 \text{ mm}$, 用该仪器对某零件进行 4 次等精度测

量,测量值为 67.020、67.019、67.018、67.015 mm,试求测量结果。

9. 用立式光学比较仪对外圆同一部位进行 10 次重复测量,测量值为 24.999、24.994、24.998、24.999、24.996、24.998、24.998、24.995、24.999、24.994 mm,试求单一测量值及 10 次测量值的算术平均值的测量极限误差。

10. 在相同条件下,对某轴同一部位的直径重复测量 15 次,各次测量值分别为: 10.429、10.435、10.432、10.427、10.428、10.430、10.434、10.428、10.431、10.430、10.429、10.432、10.429、10.429、10.431,判断有无系统误差、粗大误差,并给出算术平均值的测量结果。

11. 某计量器具在示值为 25 mm 处的示值误差为 -0.002 mm。当用该计量器具测量工件时,读数正好为 25 mm,试确定该工件的实际尺寸是多少?

12. 用两种测量方法分别测量 60 mm 和 100 mm 两段长度,前者 and 后者的绝对测量误差分别为 -0.03 mm 和 $+0.04$ mm,试确定两者测量精度的高低。

13. 在立式光学比较仪上用 50 mm 的量块对公称值为 50 mm 的一段长度进行比较测量。仪器的不确定度为 ± 0.5 μm ,从仪器标尺读得示值为 -1.5 μm ,试写出下列两种情况下的测量结果: ①所用的量块为 1 级量块,其长度的极限偏差为 ± 0.4 μm 。②所用的量块为 3 等量块,其中心长度的实际偏差为 $+0.2$ μm ,量块中心长度测量的不确定度允许值为 ± 0.15 μm 。

14. 用千分尺对某轴颈等精度测量 10 次,各次测量值(单位为 mm)按测量顺序分别为: 50.02、50.03、50.00、50.03、50.02、50.03、50.00、50.02、50.03、50.02,设测量列中不存在定值系统误差,试确定:

- (1) 测量列算术平均值;
- (2) 残差,并判断测量列中是否存在变值系统误差;
- (3) 测量列中单次测量值的标准偏差;
- (4) 测量列中是否存在粗大误差;
- (5) 测量列算术平均值的标准偏差;
- (6) 测量列算术平均值的测量极限误差;
- (7) 以第 2 次测量值作为测量结果的表达式;
- (8) 以测量列算术平均值作为测量结果的表达式。

15. 在某仪器上对一轴径进行等精度测量,测量列中单次测量值的标准偏差为 0.001 mm。

(1) 如果仅测量 1 次,测量值为 25.004 mm,试写出测量结果;

(2) 若重复测量 4 次,4 次测量值分别为: 25.004 mm、25.004 mm、25.006 mm、25.008 mm,试写出测量结果;

(3) 如果要使测量极限误差不大于 ± 0.001 mm,应至少重复测量几次?

光滑极限量规

9.1 光滑极限量规作用与分类

光滑圆柱体工件的检验可用通用测量器具,也可以用光滑极限量规。特别是大批量生产时,通常应用光滑极限量规检验工件。

光滑极限量规是一种没有刻线的专用测量器具。它不能测得工件实际尺寸的大小,而只能确定被测工件的尺寸是否在它的极限尺寸范围内,从而对工件作出合格性判断。

光滑极限量规的基本尺寸就是工件的基本尺寸,通常把检验孔径的光滑极限量规叫做塞规,把检验轴径的光滑极限量规称为环规或卡规。

不论塞规还是环规都包括两个量规:一个是按被测工件的最大实体尺寸制造的,称为通规,也叫通端;另一个是按被测工件的最小实体尺寸制造的,称为止规,也叫止端。

检验时,塞规或环规都必须把通规和止规联合使用。例如使用塞规检验工件孔时(见图 9.1),如果塞规的通规通过被检验孔,说明被测孔径大于孔的最小极限尺寸;塞规的止规塞不进被检验孔,说明被测孔径小于孔的最大极限尺寸。于是,知道被测孔径大于最小极限尺寸且小于最大极限尺寸,即孔的作用尺寸和实际尺寸在规定的极限范围内,因此被测孔是合格的。

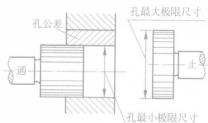


图 9.1 塞规

同理,用卡规的通规和止规检验工件轴径时(见图 9.2),通规通过轴,止规通不过轴,说明被测轴径的作用尺寸和实际尺寸在规定的极限范围内,因此被测轴径是合格的。

由此可知,不论塞规还是卡规,如果通规通不过被测工件,或者止规通过了被测工件,即可确定被测工件是不合格的。

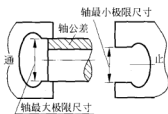


图 9.2 卡规

根据量规不同的用途,分为工作量规、验收量规和校对量规三类。

1. 工作量规

工人在加工时用来检验工件的量规,称为工作量规。一般用的通规是新制的或磨损较少的量规。工作量规的通规用代号“T”来表示,止规用代号“Z”来表示。

2. 验收量规

检验部门或用户代表验收工件时用的量规,称为验收量规。一般地,检验人员用的通规为磨损较大但未超过磨损极限的旧工作量规;用户代表用的是接近磨损极限尺寸的通规,这样由生产工人自检合格的产品,检验部门验收时也一定合格。

3. 校对量规

用以检验轴用工作量规的量规,称为校对量规。它检查轴用工作量规在制造时是否符合制造公差,在使用中是否已达到磨损极限所用的量规。校对量规可分为三种:

- (1) “校通-通”量规(代号为 TT) 检验轴用量规通规的校对量规。
- (2) “校止-通”量规(代号为 ZT) 检验轴用量规止规的校对量规。
- (3) “校通-损”量规(代号为 TS) 检验轴用量规通规磨损极限的校对量规。

9.2 光滑极限量规的公差

作为量具的光滑极限量规,本身亦相当于一个精密工件,制造时和普通工件一样,不可避免地会产生加工误差,同样需要规定制造公差。量规制造公差的大小不仅影响量规的制造难易程度,还会影响被测工件加工的难易程度以及对被测工件的误判。为确保产品质量,国家标准 GB/T 1957—1998 规定量规公差带不得超越工件公差带。

通规由于经常通过被测工件会有较大的磨损,为了延长使用寿命,除规定了制造公差外还规定了磨损公差。磨损公差的大小,决定了量规的使用寿命。

止规不经常通过被测工件,故磨损较少,所以不规定磨损公差,只规定制造公差。

图 9.3 所示为光滑极限量规国家标准规定的量规公差带。工作量规“通规”的制造公差带对称于 Z 值且在工件的公差带之内,其磨损极限与工件的最大实体尺寸重合。

工作量规“止规”的制造公差带从工件的最小实体尺寸起,向工件的公差带内分布。校对量规公差带的分布如下。

(1) “校通-通”量规(TT) 它的作用是防止通规尺寸过小(制造时过小或自然时效时过小)。检验时应通过被校对的轴用通规,其公差带从通规的下偏差开始,向轴用通规的公

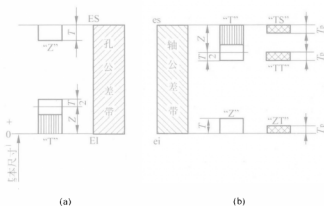


图 9.3 量规公差带图

(a) 孔用工作量规公差带; (b) 轴用工作量规及其校对量规公差带

差带内分布。

(2) “校止-通”量规(ZT) 它的作用是防止止规尺寸过小(制造时过小或自然时效时过小)。检验时应通过被校对的轴用止规,其公差带从止规的下偏差开始,向轴用止规的公差带内分布。

(3) “校通-损”量规(TS) 它的作用是防止通规超出磨损极限尺寸。检验时,若通过了,则说明所校对的量规已超过磨损极限,应予报废。其公差带是从通规的磨损极限开始,向轴用通规的公差带内分布。

国家标准规定检验各级工件用的工作量规的制造公差 T 和通规公差带的位置要素 Z 值,列于表 9.1。表 9.1 中的 T 和 Z 的数值,是考虑量规的制造工艺水平和使用寿命等因素,按表 9.2 的规定确定的。

鉴于新国标中 IT6 级用量规(相当于旧国标中 2 级轴,1 级孔)应用较为普遍,采用定尺寸刀具较多,故在确定修改稿的量规公差时,以 IT6 级为基础。考虑到量规制造的可能性、经济性及合理性,IT6 级量规的制造公差 T 约占工件公差的 15%;自 IT6 至 IT12 级按公比 1.25 递增;自 IT12 至 IT16 级按公比 1.5 递增,如表 9.2 所示;最后按一定规则圆整而成,其数值如表 9.1 所示。

位置要素 Z 值的确定仍然是以工件公差为基础,以 IT6 级为基本级, Z 值占其标准公差的 17.5%。自 IT6 至 IT12 级按公比 1.4 递增,自 IT12 至 IT16 级按公比 1.5 递增,如表 9.2 所示;最后按一定规则圆整而成,其数值如表 9.1 所示。

国家标准规定的工作量规的形状和位置误差,应在工作量规的尺寸公差范围内。工作量规的形位公差为量规制造公差的 50%,当量规的制造公差小于或等于 0.002 mm 时,其形位公差为 0.001 mm。

标准还规定校对量规的制造公差 T_c 为被校对的轴用工作量规的制造公差 T 的 50%,其形位公差应在校对量规的制造公差范围内。

根据上述可知,工作量规的公差带完全位于工件极限尺寸范围内,校对量规的公差带完全位于被校对量规的公差带内。从而保证了工件符合“公差与配合”国家标准的要求,但是相应地缩小了工件的制造公差,给生产加工带来了困难,并且还容易把一些合格品误判为废品。

表 9.1 IT6~IT16 级工作量规制造公差 T 和通规公差带位置要素 Z 值 (GB 1957—1981)

工件基本 尺寸/mm	IT6		IT7		IT8		IT9		IT10		IT11		IT12		IT13		IT14		IT15		IT16	
	T	Z	T	Z	T	Z	T	Z	T	Z	T	Z	T	Z	T	Z	T	Z	T	Z	T	Z
~3	1	1	1.2	1.6	2	2	2	3	2.4	4	3	6	4	9	6	14	9	20	14	30	20	40
3~6	1.2	1.4	1.4	2	2	2.6	2.4	4	3	5	4	8	5	11	7	16	11	25	16	35	25	50
6~10	1.4	1.6	1.8	2.4	2.4	3.2	2.8	5	3.5	6	5	9	6	13	8	20	13	30	20	40	30	60
10~18	1.6	2	2	2.8	2.8	4	3.4	6	4	8	6	11	7	15	10	24	15	35	25	50	35	75
18~30	2	2.4	2.4	3.4	3.4	5	4	7	5	9	7	13	8	18	12	28	18	40	28	60	40	90
30~50	2.4	2.8	3	4	4	6	5	8	6	11	8	16	10	22	14	34	22	50	34	75	50	110
50~80	2.8	3.4	3.6	4.6	4.6	7	6	9	7	13	9	19	12	26	16	40	26	60	40	90	60	130
80~120	3.2	3.8	4.2	5.4	5.4	8	7	10	8	15	10	22	14	30	20	46	30	70	46	100	70	150
120~180	3.8	4.4	4.8	6	6	9	8	12	9	18	12	25	16	35	22	52	35	80	52	120	80	180
180~250	4.4	5	5.4	7	7	10	9	14	10	20	14	29	18	40	26	60	40	90	60	130	90	200
250~315	4.8	5.6	6	8	8	11	10	16	12	22	16	32	20	45	28	66	45	100	66	150	100	220
315~400	5.4	6.2	7	9	9	12	11	18	14	25	18	36	22	50	32	74	50	110	74	170	110	250
400~500	6	7	8	10	10	14	12	20	16	28	20	40	24	55	36	80	55	120	80	190	120	280

表 9.2 光滑极限量规的制造公差 T 值和通规公差带位置要素 Z 值与工件公差的比例关系

IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16
公比 1.25						公比 1.5				
$T_0 = 15\%IT6$	$1.25T_0$	$1.6T_0$	$2T_0$	$2.5T_0$	$3.15T_0$	$4T_0$	$6T_0$	$9T_0$	$13.5T_0$	$20T_0$
公比 1.40						公比 1.5				
$Z_0 = 17.5\%IT6$	$1.4Z_0$	$2Z_0$	$2.8Z_0$	$4Z_0$	$5.6Z_0$	$8Z_0$	$12Z_0$	$18Z_0$	$27Z_0$	$40Z_0$

9.3 量规设计

9.3.1 量规形式的选择

检验圆柱形工件的光滑极限量规的形式很多。合理地选择与使用,对正确判断检验结果影响很大。按照国家标准推荐,检验孔时,可用全形塞规、不全形塞规、片状塞规、球端杆规(见图 9.4(a))。

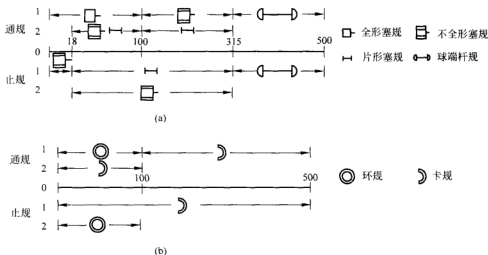


图 9.4 国家标准推荐的量规形式及其应用尺寸范围

(a) 测孔量规形式及其应用尺寸范围; (b) 测轴量规形式及其应用尺寸范围

检验轴时,可用环规和卡规(见图 9.4(b))。

上述各种形式的量规及应用尺寸范围,可供设计时参考。具体结构形式参看标准 GB/T 6322—1986 及有关资料。

9.3.2 量规极限尺寸的计算

光滑极限量规的尺寸及偏差计算步骤如下:

- (1) 查出被测孔和轴的极限偏差。
- (2) 由表 9-1 查出工作量规的制造公差 T 和位置要素 Z 值。
- (3) 确定工作量规的形状公差。
- (4) 确定校对量规的制造公差。
- (5) 计算在图样上标注的各种尺寸和偏差。

【例】 计算 $\phi 30H8/f7$ 孔和轴用量规的极限偏差。

解：(1) 由国家标准 GB/T 1800—1998 查出孔与轴的上、下偏差为

$\phi 30H8$ 孔: $ES = +0.033 \text{ mm}$, $EI = 0$

$\phi 30f7$ 轴: $es = -0.020 \text{ mm}$, $ei = -0.041 \text{ mm}$

(2) 由表 9-1 查得工作量规和卡规的制造公差 T 和位置要素 Z 分别为

塞规: 制造公差 $T = 0.0034 \text{ mm}$; 位置要素 $Z = 0.005 \text{ mm}$

卡规: 制造公差 $T = 0.0024 \text{ mm}$; 位置要素 $Z = 0.0034 \text{ mm}$

(3) 确定工作量规的形状公差。

塞规: 形状公差 $T/2 = 0.0017 \text{ mm}$

卡规: 形状公差 $T/2 = 0.0012 \text{ mm}$

(4) 确定校对量规的制造公差。

校对量规制造公差 $T_p = T/2 = 0.0012 \text{ mm}$

(5) 计算在图样上标注的各种尺寸和偏差。

① $\phi 30H8$ 孔用塞规

通规: 上偏差 $= EI + Z + T/2 = 0 + 0.005 + 0.0017 \text{ mm} = +0.0067 \text{ mm}$

下偏差 $= EI + Z - T/2 = 0 + 0.005 - 0.0017 \text{ mm} = +0.0033 \text{ mm}$

磨损极限 $= D_{\min} = 30 \text{ mm}$

止规: 上偏差 $= ES = +0.033 \text{ mm}$

下偏差 $= ES - T = 0.033 - 0.0034 \text{ mm} = +0.0296 \text{ mm}$

② $\phi 30f7$ 轴用卡规

通规: 上偏差 $= es - Z + T/2 = -0.02 - 0.0034 + 0.0012 \text{ mm} = -0.0222 \text{ mm}$

下偏差 $= es - Z - T/2 = -0.02 - 0.0034 - 0.0012 \text{ mm} = -0.0246 \text{ mm}$

磨损极限尺寸 $= d_{\max} = 29.98 \text{ mm}$

止规: 上偏差 $= ei + T = -0.041 + 0.0024 \text{ mm} = -0.0386 \text{ mm}$

下偏差 $= ei = -0.041 \text{ mm}$

③ 轴用卡规的校对量规

“校通-通”:

上偏差 $= es - Z - T/2 + T_p = -0.02 - 0.0034 - 0.0012 + 0.0012$

$= -0.0234 \text{ mm}$

下偏差 $= es - Z - T/2 = -0.02 - 0.0034 - 0.0012 = -0.0246 \text{ mm}$

“校通-损”:

上偏差 $= es = -0.02 \text{ mm}$

$$\text{下偏差} = es - T_p = -0.02 - 0.0012 = -0.0212 \text{ mm}$$

“校止-通”:

$$\text{上偏差} = ei + T_p = -0.041 + 0.0012 = -0.0398 \text{ mm}$$

$$\text{下偏差} = ei = -0.041 \text{ mm}$$

φ30H8/f7 孔、轴用量规公差带如图 9.5 所示。

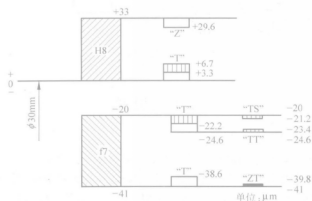


图 9.5 φ30H8/f7 孔、轴用量规公差带图

9.3.3 量规的技术要求

量规测量表面的材料,可用渗碳钢、碳素工具钢、合金工具钢和硬质合金等材料制造,也可在测量表面上镀铬或氮化处理。

量规测量表面的硬度,直接影响量规的使用寿命。用上述几种钢材经淬火后的硬度一般为 58~65 HRC。

量规测量表面的表面粗糙度参数值,取决于被检验工件的基本尺寸、公差等级和表面粗糙度参数值及量规的制造工艺水平。一般不低于光滑极限量规国家标准推荐的表面粗糙度参数值(表 9.3)。

表 9.3 量规测量面粗糙度参数值

工作 量 规	工件基本尺寸/mm		
	<120	120~315	315~500
	表面粗糙度 Ra (小于)/ μm		
IT6 级孔用量规	0.04	0.08	0.16
IT6~IT9 级轴用量规 IT7~IT9 级孔用量规	0.08	0.16	0.32
IT10~IT12 级孔、轴用量规	0.16	0.32	0.63
IT13~IT16 级孔、轴用量规	0.32	0.63	0.63

注:校对量规测量表面的表面粗糙度数值比被校对的轴用量规测量表面的粗糙度数值略高一级。工作量规图样的标注如图 9.6 所示。

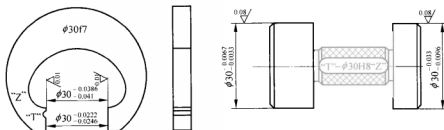


图 9.6 量规图样的标注

复习与思考

1. 试述光滑极限量规的分类。
2. 量规分几类？各有何用途？孔用工作量规为何没有校对量规？
3. 量规的通规和止规按工件的哪个实体尺寸制造？各控制工件的什么尺寸？
4. 用量规检测工件时，为什么总是成对使用？被检验工件合格的标志是什么？
5. 计算 G7/h6 孔用和轴用工作量规的工作尺寸，并画出量规公差带图。

机械零件精度设计

10.1 概 述

机器精度的设计尽管需要从多方面进行分析与计算,但总是要根据给定的整机精度,确定出各个组成零件的精度。因此,零件的精度设计是整机精度设计的基础。影响零件精度的最基本因素是零件的尺寸、形状、方向和位置以及表面粗糙度,因而,精度设计的主要内容包包括尺寸公差、形位公差、表面质量等几个方面的选择与设计。几何精度设计的方法主要有类比法、计算法和试验法三种。

1. 类比法

类比法就是与经过实际使用证明合理的类似产品上的相应要素相比较,确定所设计零件几何要素的精度。

采用类比法进行精度设计时,必须正确选择类比产品,分析它与所设计产品在使用条件和功能要求等方面的异同,并考虑到实际生产条件、制造技术的发展、市场供求信息等多种因素。

采用类比法进行精度设计的基础是资料的收集、分析与整理。

类比法是大多数零件要素精度设计采用的方法,亦称为经验法。

2. 计算法

计算法就是根据由某种理论建立起来的功能要求与几何要素公差之间的定量关系,计算确定零件要素的精度。

例如:根据液体润滑理论计算确定滑动轴承的最小间隙;根据弹性变形理论计算确定圆柱结合的过盈;根据机构精度理论和概率设计方法计算确定传动系统中各传动件的精度等。

目前,用计算法确定零件几何要素的精度,只适用于某些特定的场合。而且,用计算法得到的公差,往往还需要根据多种因素进行调整。

3. 试验法

试验法就是先根据一定条件,初步确定零件要素的精度,并按此进行试制;再将试制产品在规定的使用条件下运转。同时,对其各项技术性能指标进行监测,并与预定的功能要求相比较,根据比较结果再对原设计进行确认或修改。经过反复试验和修改,就可以最终确定

满足功能要求的合理设计。

试验法的设计周期较长且费用较高,因此,主要用于新产品设计中个别要素的精度设计。

迄今为止,几何精度设计仍处于以经验设计为主的阶段。大多数要素的几何精度都是采用类比的方法凭实际工作经验确定的。计算机辅助公差设计(CAT)的研究还刚刚开始,要使计算机辅助公差设计进入实用化,还需要进一步的研究。

10.2 轴类零件的精度设计

轴类零件一般都是回转体,因此,主要是设计直径尺寸和轴向长度尺寸。设计直径尺寸时,应特别注意有配合关系的部位,当有几处部位直径相同时,都应逐一设计并注明不得省略。即使是圆角和倒角也应标注无遗,或者在技术要求中说明。标注长度尺寸时,既要考虑零件尺寸的精度要求,又要符合机械加工的工艺过程,不致给机械加工造成困难或给操作者带来不便。因此,需要考虑基准面和尺寸链问题。

轴类零件的表面加工主要在车床上进行,因此,轴向尺寸的设计与标注形式和选定的定位基准面也必须与车削加工过程相适应。现以图 10.1 所示的轴为例,说明如何选择基准面和设计标注轴向尺寸。

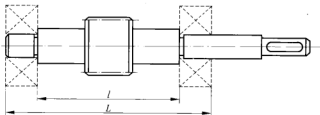


图 10.1 轴类零件图

从图中分析其装配关系可知,与两轴承端面接触的两轴肩之间的距离 l 对尺寸精度有一定的要求,而外形长度 L 和其余各轴段长度可按自由尺寸公差加工。如果轴向尺寸采用图 10.2(a)所示,都是以轴的一端面作基准的设计与标注方式,则形成并列的尺寸组。这种标注方式从图面上看,虽然也能确定各轴段的长度,但却与轴的实际加工过程不相符(因为一般车削加工需要掉头装夹两次,分别加工出中部较大直径两侧的各轴段直径)。因而,加工时测量不便,同时也降低了尺寸 l 的精度(因这时要由尺寸 L_2 和 L_3 共同确定尺寸 l 的精度)。如改为图 10.2(b)所示,逐段标注轴的各段长度,则形成串联式的尺寸链。由于这种标注,各尺寸线首尾相接,即前一尺寸线的终止处是后一尺寸线的基准。这样,实际加工的结果,只有当每一尺寸都精确时,才能使各轴段的长度之和保持一定,并使各轴段的相对位置符合设计要求。由此,可以知道图 10.2 所示的两种设计与标注方式都不合理。

为了使轴的轴向长度尺寸设计标注比较合理,设计者应对轴的车削过程有所了解,但车削过程与机床类型有关。故设计标注轴向尺寸时,首先应根据零件的批量确定机床类型。图 10.3 所示,为按小批量生产采用普通车床加工时轴向尺寸的设计与标注方式。图 10.3(a)表示按轴总长 L 截取直径稍大于最大直径的一段棒料,先打好两端面的中心孔,并以此为

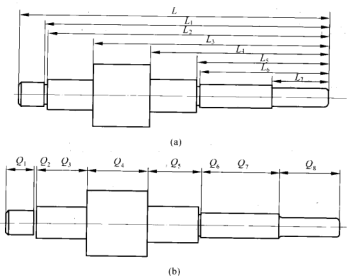


图 10.2 轴向尺寸的不合理设计与标注

基准从右端开始车削, 由于与两轴承端面相靠的轴肩之间距离有精度要求, 故应先车出 L_5 , 然后以端面①和轴肩②为基准, 依次车出两轴段长度 Q_5 和 Q_6 , 并切槽和倒角。掉头重新装

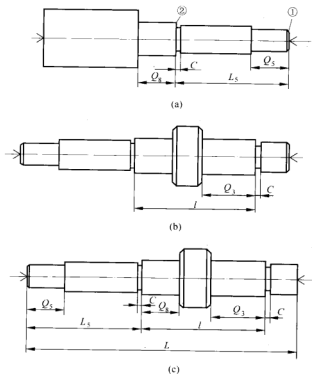


图 10.3 轴的车削过程及轴向尺寸的设计与标注

夹后,如图 10.3(b)所示。先车出最大直径,再以轴肩②为基准量出尺寸 l ;定出另一轴肩的位置,从而车出轴段 Q_3 和安装轴承处的轴颈。完整的轴向尺寸设计与标注方式,如图 10.3(c)所示。

10.2.1 尺寸公差的确 定

轴类零件有以下各处需要设计与标注尺寸公差,即需要选择确定其公差值,一般采用类比法确定。

(1) 安装传动零件(齿轮、蜗轮、带轮、链轮等)、轴承以及其他回转件与密封处轴的直径公差,公差值按装配图中选定的配合性质从公差配合表中选择确定。

(2) 键槽的尺寸公差。键槽的宽度和深度的极限偏差按键连接标准规定选择确定。为了检验方便,键槽深度一般标注尺寸 $d-t$ 极限偏差(此时极限偏差取负值)。

(3) 轴的长度公差。在减速器中一般不作尺寸链的计算,可以不必设计确定长度公差,一般采用自由公差,按 $h12, h13$ 或 $H12, H13$ 确定。

10.2.2 形位公差的确 定

根据传动精度和工作条件等,可确定以下各处的形位公差。

1. 配合表面的圆柱度

与滚动轴承或齿轮(蜗轮)等配合的表面,其圆柱度公差约为轴直径公差的 $1/2$;与联轴器带轮等配合的表面,其圆柱度公差约为轴直径公差的 $0.6 \sim 0.7$ 倍。

2. 配合表面的径向跳动公差

(1) 轴与齿轮、蜗轮的配合部位相对滚动轴承配合部位的径向跳动公差可按表 10.1 确定。

表 10.1 轴与齿轮、蜗轮配合部位的径向跳动度

齿轮精度等级或运动精度等级		6	7,8	9
轴在安装轮毂部位的径向跳动度	圆柱齿轮和圆锥齿轮	2IT3	2IT4	2IT5
	蜗杆、蜗轮	...	2IT5	2IT6

注: IT 为轴配合部位的标准公差值(见表 2.1)。

(2) 轴与联轴器、带轮的配合部位相对滚动轴承配合部位的径向跳动度可按表 10.2 确定。

表 10.2 轴与联轴器带轮配合部位的径向跳动度

转速 $n/(r/min)$	300	600	1000	1500	3000
径向跳动度/mm	0.08	0.04	0.024	0.016	0.008

(3) 轴与两滚动轴承的配合部位的径向跳动度,其公差值:对球轴承为 IT6,对滚子轴承为 IT5。

(4) 轴与橡胶油封接触部位的径向跳动度: 轴转速 $n \leq 500$ r/min, 取 0.1 mm; $n > 500 \sim 1000$ r/min, 取 0.07 mm; 轴转速 $n > 1000 \sim 1500$ r/min, 取 0.05 mm; $n > 1500 \sim 3000$ r/min, 取 0.02 mm。

3. 轴肩的端面跳动公差

(1) 与滚动轴承端面接触: 对球轴承取 $(1 \sim 2)IT5$; 对滚子轴承取 $(1 \sim 2)IT4$ 。

(2) 与齿轮、蜗轮轮毂端面接触: 当轮毂宽度 l 与配合直径 d 的比值小于 0.8 时, 可按表 10.3 确定端面跳动度; 当 $l/d \geq 0.8$ 时, 可不标注端面跳动度。

表 10.3 轴与齿轮、蜗轮轮毂端面接触处的轴肩端面跳动度

精度等级或接触精度等级	6	7, 8	9
轴肩的端面跳动度	2IT3	2IT4	2IT5

4. 平键键槽两侧面相对轴线的平行度和对称度

平行度公差约为轴槽宽度公差的 1/2; 对称度公差约为轴槽宽度公差的 2 倍。

5. 轴的尺寸公差和形位公差设计与标注示意图

图 10.4 为轴的尺寸公差和形位公差设计与标注示意图。表 10.4 归纳了轴上应设计与标注的形位公差项目及其对工作性能的影响。

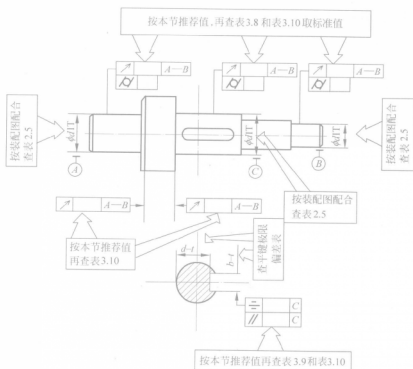











图 10.4 轴的尺寸公差和形位公差设计与标注示意图

表 10.4 轴的形位公差推荐项目

内 容	项 目		符号	对工作性能的影响
形状公差	与传动零件相配合表面的	圆度		影响传动零件与轴配合的松紧及对中性
		圆柱度		
	与轴承相配合表面的	圆度		影响轴承与轴配合的松紧及对中性
		圆柱度		
位置公差	齿轮和轴承的定位端面相对应配合表面的	端面圆跳动		影响齿轮和轴承的定位及其承载的均匀性
		同轴度		
		全跳动		
	与传动零件相配合的表面以及 与轴承相配合的表面 相对于基准轴线的	径向圆跳动		影响传动零件和轴承的运转偏心
		全跳动		
	键槽相对轴中心线的	对称度		影响键承载的均匀性及 拆装的难易
		平行度(要求不高时不注)		

注：按以上推荐确定的形位公差数值，应圆整至相应的标准公差值。

10.2.3 表面粗糙度的确定

轴的各个表面都需要进行加工，其表面粗糙度数值可按表 10.5 的推荐值确定，或查其他手册。

表 10.5 推荐用的轴加工表面粗糙度数值

加 工 表 面	表面粗糙度值 $Ra/\mu\text{m}$		
与传动件及联轴器轮齿相配合的表面	1.6~0.4		
与普通精度等级轴承相配合的表面	0.8(当轴承内径 $d \leq 80 \text{ mm}$) 1.6(当轴承内径 $d > 80 \text{ mm}$)		
与传动件及联轴器相配合的轴肩表面	3.2~1.6		
与滚动轴承相配合的轴肩表面	1.6		
平键键槽	3.2~1.6(工作面), 1.6(非工作面)		
与轴密封装置相接触的表面	毡封油圈	橡胶油封	间隙或迷宫式
	与轴接触处的圆周速度/(m/s)		
	≤ 3	$>3 \sim 5$	$>5 \sim 10$
	3.2~1.6	0.8~0.4	0.4~0.2
螺纹牙型表面	0.8(精密精度螺纹), 1.6(中等精度螺纹)		
其他表面	6.3~3.2(工作面), 12.5~6.3(非工作面)		

10.2.4 轴类零件精度设计与标注实例

图 10.5 所示为轴的工作图。为了使图上表示的内容层次分明,便于辨认和查找,对于不同的内容应分别划区标注,例如在轴的主视图下方集中标注轴向尺寸和代表基准的符号,如图 10.4 中的 A、B、C;在轴的主视图上方可标注形位公差以及表面粗糙度和需作特殊检验部位的引出线等。

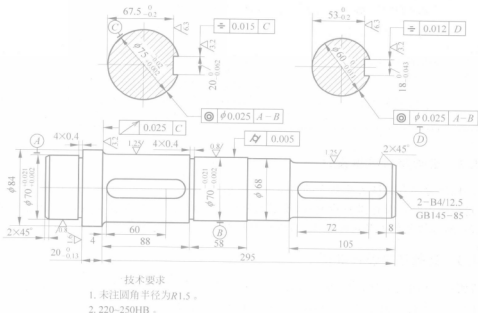


图 10.5 轴精度设计与标注实例

10.3 齿轮类零件精度设计

齿轮类零件包括齿轮、蜗杆和蜗轮等。齿轮类零件精度设计包括齿坯精度设计与齿轮啮合精度设计两部分。

10.3.1 齿坯精度设计

为了保证齿轮加工的精度和有关参数的测量,基准面要优先规定其尺寸和形位公差。齿轮的轴孔和端面既是工艺基准,也是测量和安装的基准。齿轮的齿顶圆作为测量基准时有两种情况:一是加工时用齿顶圆定位或校正,此时需要控制齿顶圆的径向跳动;另一种情况是用齿顶圆定位检验齿厚或基节尺寸公差。此时要控制齿顶圆公差和径向跳动。

齿轮基准面的尺寸公差和形位公差的项目与相应数值都与传动的工作条件有关,通常按齿轮精度等级确定其公差值。齿坯上需设计的各处尺寸公差和形位公差项目如表 10.6 所示。

表 10.6 齿坯精度设计项目表

种类	项目名称	处理方法
尺寸公差	齿顶圆直径的极限偏差	其值可查表 7.7 确定
	轴孔或齿轮轴轴颈的公差	其值可查表 7.7 确定
	键槽宽度 b 的极限偏差和尺寸 $(d-t)$ 的极限偏差	其值可查键标准确定
形位公差	齿轮齿顶圆的径向跳动度公差	其值可查表 7.8 确定
	齿轮端面的跳动度公差	其值可查表 7.8 确定
	齿轮轴孔的圆柱度公差	其值约为轴孔直径尺寸公差的 0.3 倍,并圆整到标准形位公差值
	键槽的对称度公差	其值可取轮毂键槽宽度公差的 2 倍;键槽的平行度公差,其值可取轮毂键槽宽度公差的 0.5 倍。以上所取的公差值均应圆整到标准形位公差值

10.3.2 齿轮啮合精度设计

圆柱齿轮啮合特性表应列入的基本参数有齿数、模数、齿形角、径向变位系数等,还应列出齿轮精度等级以及轮齿检验项目,评定单个齿轮的加工精度的检验项目有齿距偏差、齿廓总偏差、螺旋线总偏差及齿厚偏差,检验项目选择与齿轮的精度等级和测量仪器有关。

10.3.3 齿轮精度设计实例

【例】 某通用减速器中有一对直齿圆柱齿轮副,模数 $m=4$ mm,小齿轮 $z_1=30$,齿宽 $b_1=40$ mm,大齿轮的齿数 $z_2=96$,齿宽 $b_2=40$ mm,齿型角 $\alpha=20^\circ$ 。两齿轮的材料为 45 号钢,箱体材料为 HT200;其线胀系数分别为 $\alpha_{45}=11.5 \times 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$, $\alpha_{HT}=10.5 \times 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$;齿轮工作温度为 $t_H=60^\circ\text{C}$,箱体工作温度 $t_{HT}=30^\circ\text{C}$;采用喷油润滑,传递最大功率 7.5 kW,转速 $n=1280$ r/min,小批量生产,试确定其精度等级、检验项目及齿坯公差,并绘制齿轮工作图。

解: (1) 确定精度等级

根据齿轮圆周速度、使用要求等确定齿轮的精度等级。

圆周速度 v 为

$$v = \pi d n / (1000 \times 60) = \pi \times 4 \times 30 \times 1280 / (1000 \times 60) = 8.04 \text{ m/s}$$

一般减速器对齿轮传递运动准确性的要求也不高,故根据以上两方面的情况,选取齿轮精度等级为 8 级。故该齿轮的精度标注应为 8 GB/T 10095.1—2001。

(2) 确定齿厚偏差

① 计算最小极限侧隙 $j_{\min}=j_{n1}+j_{n2}$, 则

$$\begin{aligned}
 j_{n1} &= a(\alpha_H \Delta t_H \alpha_{HT} \Delta t_{HT}) 2 \sin \alpha \\
 &= [4 \times (30 + 96) / 2] \times [11.5 \times 10^{-6} \times (60 - 20) \\
 &\quad - 10.5 \times 10^{-6} \times (30 - 20)] \times 2 \sin 20^\circ \\
 &= 61 \text{ } \mu\text{m}
 \end{aligned}$$

由于 $v < 10$ m/s, 所以

$$j_{s2} = 10m_n = (10 \times 4)\mu\text{m} = 40\mu\text{m}$$

于是

$$j_{smin} = (61 + 40)\mu\text{m} = 101\mu\text{m}$$

② 计算齿轮齿厚上偏差

查表得 $f_{pb1} = 16\mu\text{m}$, $f_{pb2} = 18\mu\text{m}$

查表得 $F_\beta = 24\mu\text{m}$, $f_{\Sigma\beta} = F_\beta = 24\mu\text{m}$, 可得

$$f_{\Sigma\beta} = \frac{1}{2}F_\beta = 12\mu\text{m}$$

补偿齿轮制造与安装误差引起的侧隙减小量为

$$\begin{aligned} J_n &= \sqrt{f_{pb1}^2 + f_{pb2}^2 + 2.104 \times F_\beta^2} \\ &= \sqrt{16^2 + 18^2 + 2.104 \times 24^2} = 42.33\mu\text{m} \end{aligned}$$

查表得

$$f_s = \frac{1}{2}IT8 = \frac{1}{2} \times 81 = 40.5\mu\text{m}$$

齿厚上偏差 E_{sns} 为

$$E_{sns} = \left(f_s \tan \alpha_n + \frac{j_{smin} + J_n}{2 \cos \alpha_n} \right) = 40.5 \tan 20^\circ + \frac{101 + 42.33}{2 \cos 20^\circ} = 91\mu\text{m}$$

设两啮合齿轮的齿厚上偏差相等, 则有

$$E_{sns1} = E_{sns2} = -91\mu\text{m}$$

③ 计算齿轮齿厚下偏差

齿厚的下偏差为

$$E_{snl} = E_{sns} - T_{sn}$$

齿厚公差为

$$T_{sn} = \sqrt{F_r^2 + b_r^2} 2 \tan \alpha_n$$

查表得 $F_r = 44\mu\text{m}$, 另 $b_r = 1.26IT9 = 1.26 \times 87 = 109.62\mu\text{m}$, 可得

$$T_{sn} = \sqrt{44^2 + 109.62^2} \times 2 \tan 20^\circ = 86\mu\text{m}$$

$$E_{snl} = E_{sns} - T_{sn} = -91 - 86 = -177\mu\text{m}$$

故小齿轮为 8 GB/T 10095.1—2001 或 8 GB/T 10095.1—2002。

(3) 选择检验项目及其公差值

本减速器齿轮属于中等精度, 齿廓尺寸不大, 生产规模为小批量生产。

① 单个齿距偏差的极限偏差 $\pm f_{ptw}$:

查表确定 $f_{ptw} = \pm 18\mu\text{m}$ 。

② 齿距累积总偏差 F_p :

查表得 $F_p = 55\mu\text{m}$ 。

③ 齿廓总偏差 F_s :

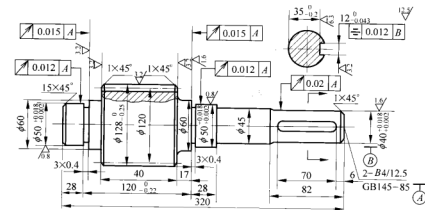
查表得 $F_s = 27\mu\text{m}$ 。

(4) 齿坯技术要求

查表可得: 齿轮轴的尺寸公差和形位公差以及顶圆直径公差, 齿坯基准面径向跳动和端面圆跳动, 齿轮各面的表面粗糙度的推荐值。

(5) 绘制齿轮工作图

将选取的齿轮精度等级、齿厚偏差代号、检验项目及公差、极限偏差和齿坯技术条件等标注在大、小齿轮的工作图上,如图 10.6 所示。



模数 m 4 基节极限偏差 $\pm f_{pb1} \pm 0.016$

齿数 z 30 螺旋线总偏差 $F_{\beta} 0.024$

齿型角 $\alpha 20^\circ$ 单个齿距偏差 $f_{p1u} \pm 0.018$

精度等级 8 GB/T10095.1—2001 齿距累积总偏差 $F_{pt} 0.055$

齿圈径向跳动公差 $F_r 0.044$ 齿廓总偏差 $F_{\alpha} 0.027$

技术要求

1. 未注圆角半径 $R1.5$

2. 调质 220~250HB

图 10.6 齿轮工作图

10.4 箱体类零件精度设计

10.4.1 油缸体精度设计实例

如图 10.7 所示为某油缸体零件。

设计说明: 考虑油缸结构特点、制造工艺和检测方法等因素。

(1) $\phi 76H7$ 孔采用包容原则, 要求油缸孔的形状误差不得超过尺寸公差, 以保证与柱塞的配合性能和密封性。

(2) $\phi 76H7$ 采用圆柱度公差 0.005 mm , 以保证圆柱面的圆度和素线直线度精度, 使与柱塞接触均匀, 密封性好并保证柱塞运动的平稳性。由于尺寸公差和包容原则不能保证达到应有的圆柱度要求, 所以进一步提出高精度的圆柱度要求, 其 5 级精度公差值 0.005 mm 远小于尺寸公差值 0.03 mm 。

(3) 零形位公差要求, 在此就是关联要求遵守包容原则。当孔处于最大实体状态时, 孔的轴线对基准平面 C (油缸右端面) 的垂直度公差为零, 当孔偏离最大实体状态到达最小实体状态时, 垂直度公差可增大到 0.03 mm (等于尺寸公差值)。它能使柱塞移动只有一定的导向精度。

(4) 右端面 C 对左端面 B 的平行度公差为 0.015 mm , 以保证两端面与装配零件紧密

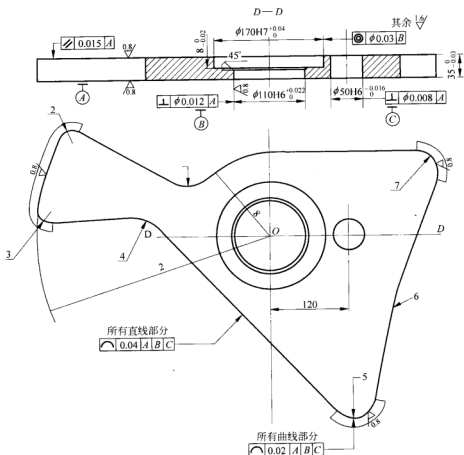


图 10.8 拨动叉零件图

(5) 由于孔 $\phi 110$ mm 为拨动叉的安装基准孔, 且为变速机构中零件, 考虑匹配性, 选择尺寸精度为 $\phi 110H6$, 其表面粗糙度 R_a 为 $0.8 \mu\text{m}$ 。同理, 孔 $\phi 50$ 尺寸精度为 $\phi 50H6$, 表面粗糙度 R_a 为 $0.8 \mu\text{m}$ 。

(6) 孔 $\phi 170$ 为连接零件用孔, 精度低于 $\phi 110$, 降低一个等级, 选取为 $\phi 170H7$ 。

(7) 拨动叉上下表面、与其他零件配合面处表面粗糙度 R_a 为 $0.8 \mu\text{m}$, 其余表面表面粗糙度 R_a 为 $1.6 \mu\text{m}$ 。

10.4.3 减速箱体几何精度设计实例

减速箱体是典型的箱体类零件, 我们选取装有一对斜齿轮和一对锥齿轮的减速箱体为例, 具体设计如图 10.9 所示。

设计说明:

(1) 箱体上表面规定平面度公差为 0.06 mm , 是为了使箱体上表面与箱盖结合具有较好的连接效果与密封效果, 同时, 使各孔轴线与箱体的上表面获得共面。

(2) I-V 各孔轴线的位置度公差为 0.3 mm , 并规定箱体上表面为基准面, 以保证各孔

轴线共面在箱体的上表面上。

(3) I-II孔和III-IV孔,以及V孔的圆度公差是保证各孔与轴瓦(或传动轴的轴颈)的配合性质。

(4) 孔I和孔II的同轴要求,III孔和IV孔的同轴度要求,是为了保证齿轮传动啮合精度要求。

(5) 公共轴线B与A的平行度公差要求,是为了保证一对斜齿轮传动啮合精度要求。

(6) 孔V轴线对公共轴线的位置度公差 $\phi 0.1\text{ mm}$,它主要是保证孔V对公共轴线A的垂直度要求,以保证一对锥齿轮的接触精度和正常啮合。

(7) 各孔都给出素线平行度公差要求,实际上是控制各孔在轴向上的形状误差,主要防止各孔产生锥度误差。

(8) 箱体侧面各凸缘上的螺钉孔,以及箱体上平面的螺栓孔,它们的位置可用尺寸公差控制,也可用位置度公差控制。如果工厂批量生产减速箱体,应采用位置度公差控制各螺栓孔的位置误差。

复习与思考

1. 轴类零件精度设计应包括哪几方面的设计?
2. 箱体类零件精度设计如何进行?

附录 A

表面粗糙度试验

1. 实验目的

- (1) 了解光切显微镜、干涉显微镜和表面粗糙度检查仪的工作原理及使用方法；
- (2) 正确理解表面粗糙度的评定参数, 根据国家标准规定评定表面粗糙度。

2. 实验内容

- (1) 比较法检测表面粗糙度；
- (2) 光切显微镜检测表面粗糙度；
- (3) 干涉显微镜检测表面粗糙度；
- (4) 表面粗糙度检查仪检测表面粗糙度。

A1 比较法检测表面粗糙度

比较法测量表面粗糙度是生产中常用的方法之一。此方法是用表面粗糙度比较样板与被测表面进行比较, 判断表面粗糙度的数值。尽管这种方法不够严谨, 但它具有测量方便、成本低、对环境要求不高等优点, 所以被广泛应用于生产现场检验一般表面粗糙度。图 A1 所示为表面粗糙度比较样板, 它采用特定合金材料加工而成, 具有不同的表面粗糙度参数值。通过触觉、视觉将被测件表面与之作比较, 以确定被测表面的表面粗糙度。

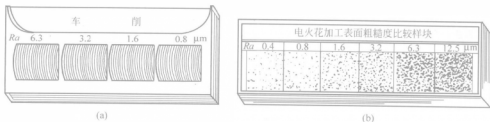


图 A1 表面粗糙度比较样板

(a) 车削加工样板; (b) 电铸工艺复制的样板

视觉比较: 就是用人的眼睛反复比较被测表面与比较样板间的加工痕迹异同、反光强弱、色彩差异, 以判定被测表面的粗糙度的大小。必要时可借用放大镜进行比较。

触觉比较: 就是用手指分别触摸或划过被测表面和比较样板, 根据手的感觉判断被测

表面与比较样板在峰谷高度和间距上的差别,从而判断被测表面粗糙度的大小。

1. 注意事项

(1) 被测表面与粗糙度比较样板应具有相同的材质。不同材质表面的反光特性和手感的粗糙度不一样。例如,用一个钢质的粗糙度比较样板与一个铜质的加工表面相比较,将会导致误差较大的比较结果。

(2) 被测表面与粗糙度比较样板应具有相同的加工方法,不同的加工方法所获取的加工痕迹是不一样的。例如,车加工的表面粗糙度绝对不能用磨加工的粗糙度比较样板去比较并得出结果。

(3) 用比较法检测工件的表面粗糙度时,应注意温度、照明方式等环境因素影响。

2. 填写实验报告

填写如表 A1 所示的实验报告。

表 A1 比较法检测表面粗糙度实验报告

零 件	名 称	$Ra/\mu\text{m}$				
比较样板	名称与型号	$Ra/\mu\text{m}$				
测量结果						
测量序号	比较样板的 $Ra/\mu\text{m}$	加工方法	合格性判断			
1						
2						
3						
4						
5						
检测方法体会						
姓名	班级	学号	审核	成绩		

3. 思考题

- (1) 评定表面粗糙度时,为什么要规定取样长度和评定长度?
- (2) 用比较法检测表面粗糙度时需注意哪些事项?

A2 光切显微镜检测表面粗糙度

1. 仪器介绍

光切显微镜适用于表面粗糙度 $Ra=80\sim 0.8\mu\text{m}$ 的外表面测量,其外形结构如图 A2 所示。其光学系统如图 A3 所示,光线经狭缝 3 后成一扁平光带通过物镜 4,顺着加工痕迹以 45° 方向照射被测表面。具有微观不平的表面,被照射后分别在其轮廓的波峰 s 点,波谷 s' 产生反射,通过物镜 4,它们各成像在分划板 5 上的 a 和 a' 。由目镜测微器 6 测 aa' ,即可换算其波峰至波谷的高度 Y_i 。

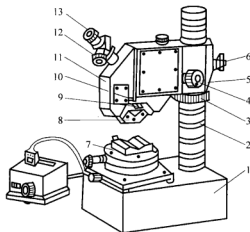


图 A2 光切显微镜外形

- 1—底座; 2—立柱; 3—升降螺母; 4—微调手轮; 5—支臂; 6—支臂锁紧螺钉; 7—工作台;
8—物镜组; 9—物镜锁紧机构; 10—遮光板手轮; 11—壳体; 12—目镜测微器; 13—目镜

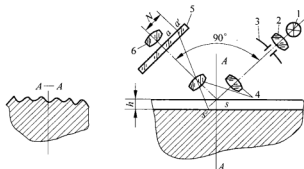


图 A3 光切显微镜光学系统

- 1—光源; 2—聚光镜; 3—狭缝; 4—物镜; 5—分划板; 6—目镜测微器

因为

$$\frac{aa'}{V} = ss'$$

式中, V 为物镜放大倍数。所以

$$Y_i = ss' \cos 45^\circ = \frac{aa'}{V} \cos 45^\circ$$

由图 A4 可知, 测微十字线移动方向与 aa' 方向是成 45° 设计的。因为

$$aa' = H \cos 45^\circ$$

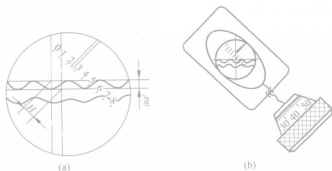


图 A4 目镜测微器

而

$$H = \Delta h_i K$$

所以

$$Y_i = \frac{H \cos 45^\circ}{V} \cos 45^\circ = \frac{\Delta h_i K}{V} \cos^2 45^\circ = \frac{\Delta h_i K}{2V}$$

令 $E = \frac{K}{2V}$, 所以

$$Y_i = \Delta h_i E$$

式中, E 为仪器的分度值; H 为十字线移动距离; Δh_i 为测微套筒转过的格数; K 为测微套筒每转过一格, 十字线实际移动的距离。

表 A2 中给出的 E 值是理论值, 其实际值根据仪器附件标准刻度尺检定给出。

表 A2 光切显微镜的分度值 E

物镜放大倍数	7×	14×	30×	60×
每转一格实际移动的距离/(μm /格)	17.5	17.5	17.5	17.5
仪器的分度值/(μm /格)	1.25	0.63	0.294	0.145

2. 测量步骤

- (1) 根据被测零件的表面粗糙度要求, 参照仪器说明书正确选择物镜组, 并装入仪器。
- (2) 将被测零件擦净后放在工作台上, 见图 A2 中的 7, 使加工纹路方向与光带方向垂直。
- (3) 先粗调, 看到光带后再细调, 直到光带的一边非常清晰为止。
- (4) 松开目镜上的紧固螺钉, 旋转目镜 13 (见图 A2), 用目测法, 使目镜中十字线的一根

线与光带中线位置平行,再紧固目镜。

(5) 旋转测微套筒,按图 A5 所示,在取样长度之内,使目镜十字线分别与 5 个波峰 h_{pi} 的最高点和 5 个波谷 h_{pVi} 的最低点相切,并记下测微套筒的 10 次读数。由此得出 5 个 Δh_i ,并用下式求出 Rz :

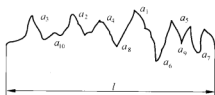


图 A5 被测轮廓曲线

$$Rz = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 y_i = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 \Delta h_i E = \frac{1}{5} \left(\sum_{i=1}^5 h_{pi} - \sum_{i=1}^5 h_{pVi} \right) E$$

(6) 在评定长度内,一般取 5 个取样长度测出 5 个 Rz 值,取其平均值作为零件的 R'_z :

$$R'_z = \frac{1}{5} \sum Rz$$

(7) 根据定义也可求出轮廓最大高度 R_y ,值作合格性判断。

$$R_y = Y_{\max} - \Delta h_{\max} E = (h_{\text{峰max}} - h_{\text{谷min}}) E$$

(8) 填写实验报告(如表 A3 所示)。

表 A3 光切显微镜检测表面粗糙度实验报告

被 测 零 件	名 称		$R_z/\mu\text{m}$		取样长度		评定长度			
计 量 器 具	名称与型号		测量范围		物镜放大倍数		套筒分度值/格			
测量记录及其数据处理										
次序	I 组读数/格		II 组读数/格		III 组读数/格		IV 组读数/格		V 组读数/格	
	$h_{I\#}$	$h_{I\#}$	$h_{II\#}$	$h_{II\#}$	$h_{III\#}$	$h_{III\#}$	$h_{IV\#}$	$h_{IV\#}$	$h_{V\#}$	$h_{V\#}$
1										
2										
3										
4										
5										
\sum										
R_z										
$R_z = \frac{\sum h_{I\#} - \sum h_{IV\#}}{5} \times E$										
评定长度内 R_{zg}										
$R'_z = \frac{\sum R_z}{5}$										
合格性判断										
姓名		班级		学号		审核		成绩		

3. 思考题

- (1) 简述光切法的基本原理。
- (2) 为什么要测定光切显微镜物镜的放大率? 怎样测定?
- (3) 怎样确定光切显微镜的分度值 E ?
- (4) 光切显微镜的测量范围是多少?

A3 干涉显微镜检测表面粗糙度

1. 仪器介绍

干涉显微镜用于测量微观不平度十点高度 R_z 值和轮廓最大高度 R_y 值, R_z 测量范围为 $0.03 \sim 0.8 \mu\text{m}$ 。它是利用光波干涉原理, 将具有微观不平度的被测表面与标准光学镜面相比, 用光波波长为基准来测量工件表面粗糙度, 其外形结构如图 A6 所示。

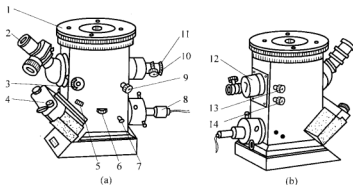


图 A6 干涉显微镜外形

- 1—工作台; 2—目镜; 3—照相与测量选择手轮; 4—照相机; 5—照相机锁紧螺钉; 6—孔径光栏手轮;
7—光源选择手轮; 8—光源; 9—宽度调节手轮; 10—调焦手轮; 11—光程调节手轮;
12—物镜套筒; 13—遮光板调节手轮; 14—方向调节手轮

干涉显微镜的光学系统见图 A7。从光源 1 发出的光束, 经过分光镜 9 分为两束光。一束透过分光镜 9、补偿板 10, 射向被测工件表面, 由工件反射后经原路返回至分光镜 9, 射向观察目镜 20。另一束光通过分光镜 9, 反射到标准参考镜 13, 由标准参考镜 13 反射并透过也射向观察目镜 20。这两束光线间存在光程差, 相遇时, 产生光波干涉, 形成明暗相间的干涉条纹。

若工件表面为理想平面, 则干涉条纹为等距离平行直纹; 若工件表面存在着微观不平度, 通过目镜将看到如图 A8 的弯曲干涉条纹。测出干涉条纹的弯曲度 Δh_i 和间隔宽度 b_i , (由光波干涉原理可知, b 对应于半波长 $\lambda/2$)。通过下式可计算出波峰至波谷的实际高度 Y_i 为

$$Y_i = \frac{\Delta h_i}{b_i} \times \frac{\lambda}{2}$$

式中, λ 为光波波长。自然光(白光) $\lambda = 0.66 \mu\text{m}$; 绿光(单色光) $\lambda = 0.509 \mu\text{m}$; 红光(单色光) $\lambda = 0.644 \mu\text{m}$ 。

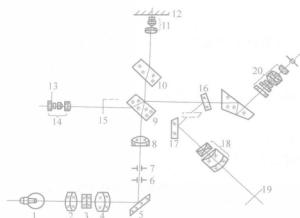


图 A7 干涉显微镜光学系统

- 1—光源；2,4,8—聚光镜；3—滤光片；5—折射镜；6—视场光阑；7—孔径光阑；9—分光镜；
10—补偿板；11—物镜；12—被测表面；13—标准参考镜；14—物镜组；15—遮光板；
16—可调反光镜；17—折射镜；18—照相物镜；19—照相底片；20—目镜

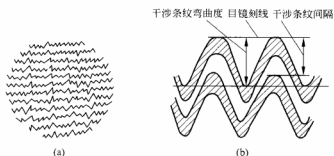


图 A8 干涉条纹

2. 测量步骤

- (1) 将被测件表面向下，置于仪器的工作台上，见图 A6。
- (2) 如图 A6 所示手轮 3 转到目镜的位置，松开目镜 2 的螺钉，拔出目镜 2，并从目镜管中观察。若看到两个灯丝像，则调节光源 8，使两个灯丝像重合。然后插上目镜，锁紧螺钉。
- (3) 旋转遮光板调节手轮 13，遮住一束光线，用手轮转动工作台滚花盘，对被测表面聚焦，直至看到清晰的表面纹路为止，再旋转遮光板调节手轮 13，视场中出现干涉条纹。
- (4) 缓慢调节手轮 9、10、11，使之得到清晰的干涉条纹。再旋转方向调节手轮 14，改变干涉条纹的方向，使之垂直于加工痕迹，如图 A8 所示。
- (5) 在干涉条纹的取样长度内，选 5 个最高峰和 5 个最低谷进行测量、读数并记录。干涉条纹弯曲度的平均值 Δh 用下式计算：

$$\Delta h = \frac{\sum_{i=1}^5 h_{pi}}{5b}$$

- (6) 干涉条纹的间隔宽度，可取三个不同位置的平均值，即

$$b = \frac{b_1 + b_2 + b_3}{3}$$

(7) 一般在 5 个取样长度上分别测出 5 个 Δh 值以其平均值作为工件的表面粗糙度,即

$$R_z = \frac{\Delta h}{t} \times \frac{\lambda}{2}$$

(8) 根据定义也可以测出轮廓最大高度 R_y 为

$$R_y = h_{\text{峰max}} - h$$

(9) 作合格性判断。

(10) 填写实验报告(如表 A4 所示)。

表 A4 干涉显微镜检测表面粗糙度实验报告

零 件	名 称			$R_a/\mu\text{m}$			取样长度			评定长度														
器 具	名称与型号			测量范围			物镜放大倍数			套筒分度值/格														
测量记录及其数据处理																								
次序	I 组读数/格			II 组读数/格			III 组读数/格			IV 组读数/格														
	$h_{\text{峰}}$	$h_{\text{谷}}$		$h_{\text{峰}}$	$h_{\text{谷}}$		$h_{\text{峰}}$	$h_{\text{谷}}$		$h_{\text{峰}}$	$h_{\text{谷}}$													
1																								
2																								
3																								
4																								
5																								
Σ																								
b_i	b_1	b_2	b_3	b_1	b_2	b_3	b_1	b_2	b_3	b_1	b_2	b_3												
b																								
R_z																								
$R_z = \frac{\sum h_{\text{峰}} - \sum h_{\text{谷}}}{5b} \times \frac{\lambda}{2}$																								
测得值																								
$R'_z = \frac{\sum R_z}{5}$																								
合格性判断																								
姓名		班级		学号		审核		成绩																

3. 思考题

- (1) 干涉显微镜和光切显微镜的应用范围如何? 能否互相代替?
- (2) 为什么干涉显微镜不需要确定目镜千分尺鼓轮的分度值?
- (3) 简述干涉显微镜的操作步骤。

A4 表面粗糙度检查仪检测表面粗糙度

1. 仪器介绍

图 A9 所示为 2205 型表面粗糙度检查仪外形结构。它是由驱动箱、传感器、电器箱、支臂、底座、计算机等六个基本部件组成(部分部件见图 A10~图 A13)。

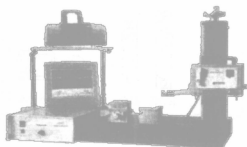


图 A9 2205 型表面粗糙度检查仪外形结构

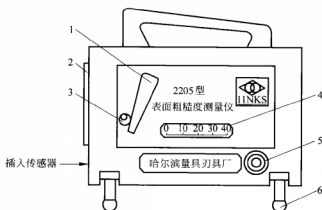


图 A10 驱动箱

1—启动手柄; 2—燕尾导轨; 3—启动手柄限位片; 4—行程标尺; 5—调整手轮; 6—球形支承脚

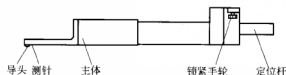


图 A11 传感器

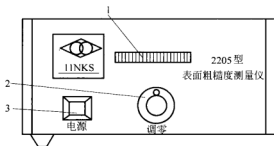


图 A12 电器箱前面板

1—测针位移指示器；2—调零旋钮；3—电源开关

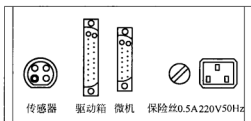


图 A13 电器箱后面板

当测量工件表面粗糙度时，将传感器搭在工件被测表面上，由传感器探出的极其尖锐的棱锥形金刚石测针，沿着工件被测表面滑行，此时工件被测表面的粗糙度引起金刚石测针的位移，该位移使线圈电感量发生变化，经过放大及电平转换之后进入数据采集系统，计算机自动地将其采集的数据进行数字滤波和计算，得出测量结果，测量结果及图形在显示器上显示或打印输出。

2. 仪器操作

1) 使用前的准备和检查

将驱动箱可靠地装在立柱横臂上，松开锁紧手轮，使横臂能沿立柱导轨自如地升降。将传感器可靠地装在驱动箱上并锁紧；连接好仪器的全部接插件，检查接线是否正确。然后将各开关旋钮和手柄按测量要求拨至所需要的位置。最后将电源插在 220 V、50 Hz 的电源上，开启电器箱电源开关，接通电源的顺序是：电器箱；CRT 显示器；打印机；计算机电源。测量完成后，首先将启动手柄扳到启动手柄位置（左端），然后关闭所有电源。

2) 大型工件的测量

将驱动箱从立柱上取下，直接放在大型工件上进行测量，驱动箱由四只可同步调整的球形支承脚支承在工件上，通过调整手轮调整球形支承脚的张角，以使驱动箱上升或下降，从而达到调零的目的，然后按前述操作步骤进行测量。

3) 校准

仪器附带有一块多刻线样板（见图 A14），它是用于校验仪器的 R_a 值。在玻璃样板上面标示着工作区域和算术平均值 R_a 的鉴定



图 A14 多刻线样板

值。使用样板对仪器进行校验时,应注意必须使传感器运动方向与刻线方向垂直,并需要在样板所标示的工件区域内进行,否则不能保证校验结果的可靠性。每次使用样板前,必须将样板和传感器测头擦拭干净,以免有灰尘或其他脏物附着,以致对校验结果的准确性带来影响。

4) 软件运行

打开计算机,稍等片刻,Windows 启动完成后,运行安装目录下的 2205.exe,即运行表面粗糙度测量软件。稍等片刻,程序将进行初始化工件,初始化完成以后,即可进入表面粗糙度测量主屏幕(见图 A15),具体如下:

- (1) 测量工件的基本属性输入框;
- (2) 测量图像显示的水平和垂直放大比选择框;
- (3) 测量图像的显示窗口;
- (4) 测量结果参数的显示框;
- (5) 显示当前测量条件的状态栏;
- (6) 启动测量按钮。

5) 测量控制

本项功能是对测量工件进行测量,有单次测量和连续测量两种测量方式(具体见测量步骤)。

6) 零位调整

进行测量前,调整升降手轮,使传感器测头与工件表面接触最佳。调整过程有两种显示方法。

(1) 在粗糙度测量主屏幕窗口中,用鼠标单击“数显窗口”的还原按钮后,则显示如图 A16 所示窗口。这个窗口将显示当前指针的位置,调整到显示值为 0 即可。

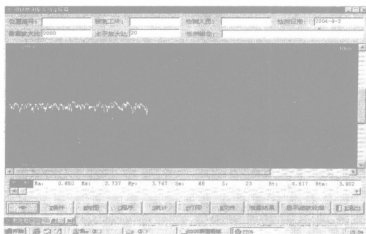


图 A15 表面粗糙度测量主屏幕



图 A16 零位显示窗口

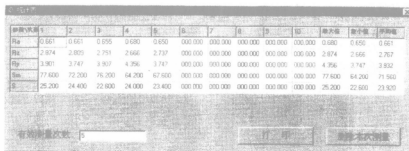
(2) 使电箱测针位移指示器的指示灯处于两个红带之间,即显示黄灯即可。根据需要,用鼠标单击相应条件前面的白色小圆区域,这个条件就被选中。当选择完成后,用鼠标单击“确定”按钮,退出测量条件设置程序,并且程序自动按所选择的测量条件设置完成。接下来

可依据这个条件进行测量工件。

7) 显示结果

测量结果主要包括四部分：

- (1) 测量参数 测量结束后自动计算并显示在“测量参数显示栏”中。
- (2) 滤波轮廓 测量结束后自动显示在“粗糙度测量主屏幕”中间的图像显示区域。
- (3) 统计分析 屏幕显示见图 A17。



参数名称	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	最大值	最小值	平均值
Ra	0.661	0.661	0.695	0.680	0.650	0.00 0.00	0.00 0.00	0.00 0.00	0.00 0.00	0.00 0.00	0.680	0.650	0.661
Rz	2.874	2.895	2.751	2.666	2.737	0.00 0.00	0.00 0.00	0.00 0.00	0.00 0.00	0.00 0.00	2.874	2.666	2.767
Rq	3.901	3.747	3.907	4.756	3.747	0.00 0.00	0.00 0.00	0.00 0.00	0.00 0.00	0.00 0.00	4.756	3.747	3.932
Sm	77.600	72.200	76.200	64.200	67.600	0.00 0.00	0.00 0.00	0.00 0.00	0.00 0.00	0.00 0.00	77.600	64.200	71.900
S	25.200	24.400	22.600	24.000	23.400	0.00 0.00	0.00 0.00	0.00 0.00	0.00 0.00	0.00 0.00	25.200	22.600	23.920

图 A17 测量参数显示栏

当进行测量时,每次测量自动进入统计数据分析,如第 1 次测量,被计 1,第 2 次测量被计 2,如此类推。但本系统只能统计最多 10 次数据,超过 10 次,自动删除第 1 次的测量结果,把测量数据整体向前移动一位,把本次测量数据计 10。

“有效测量次数”显示框,显示当前有效的测量次数。用鼠标单击“删除本次测量”按钮时,系统自动删除当前的测量数据。

用鼠标单击“打印”按钮时,系统将自动打印统计结果。

(4) 特殊图像分析 在“粗糙度测量主屏幕”中用鼠标单击“绘图”按钮,屏幕显示出:

“C-B: 重点为曲线和支承率曲线”;

“A-B: 重点为幅度分布和支承率曲线”;

“C-N: 重点为分析曲线和峰点个数”;

“B: 重点为大屏幕显示支承率”。

用鼠标单击“C-B: 重点为曲线和支承率曲线”菜单,即可进入相应的曲线分析绘图(见图 A18)。

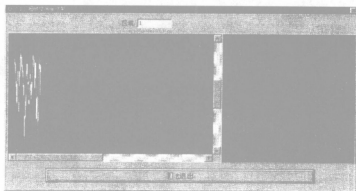


图 A18 绘图屏幕显示

3. 测量步骤

测量可分为单次测量和多次测量,将实验结果填入实验报告(如表 A5 所示)。

表 A5 表面粗糙度检查仪检测表面粗糙度实验报告

零 件	名 称	$Ra/\mu\text{m}$	取样长度	评定长度						
仪 器	名称与型号	测量方式	放大倍数	切除长度						
测量结果										
测量序号	实测结果 $Ra/\mu\text{m}$		平均值	合格性判断						
1										
2										
3										
4										
5										
记录图形及其数据处理										
姓 名	班 级	学 号	审 核	成 绩						

1) 单次测量

- (1) 放置好被测工件。
- (2) 调整升降手轮,使传感器测头与工件表面接触。
- (3) 将启动手轮向左扳到启动手柄限位位置,同时将传感器带回到初始位置再把启动手柄转到右端。
- (4) 用鼠标单击“测量”按钮,显示图 A19 所示窗口。

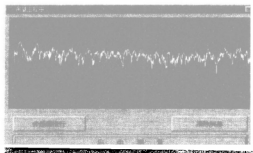


图 A19 测量主程序

注意: 用鼠标单击“传感器滑行”按钮,传感器向前滑行;用鼠标单击“传感器滑止”按钮,传感器停止滑行。

(5) 用鼠标单击“启动测量”按钮,屏幕上端的窗口显示被测对象的表面轮廓,采样完成后,退出“测量主程序”窗口,回到粗糙度测量主程序窗口,屏幕的中间区域根据当前的水平和垂直放大比显示数据轮廓,自动计算所有的粗糙度参数,显示在“测量参数显示栏”中。

(6) 如要打印,可接打印机,用鼠标单击“打印”按钮。

2) 连续测量

前面与单次测量相同,只是在测量完成后,不需要把传感器返回到初始位置,可直接进行下一次测量。

注意: 实验结束时,应小心地抬起传感器,然后再旋转升降手轮,使传感器脱离工件。

4. 思考题

- (1) 用表面粗糙度检查仪检测表面粗糙度的主要优点是什么?
- (2) 表面粗糙度检查仪由哪几个部分组成?
- (3) 如何调整传感器测头与工件的接触最佳?
- (4) 传感器的工作原理是什么?

附录 B

圆柱齿轮检测实验

1. 实验目的

(1) 熟悉齿轮误差主要评定指标的检测方法,加深对齿轮误差项目的定义及其公差规定的理解;

(2) 熟悉常用齿轮测量器具的工作原理和使用方法。

2. 实验内容

(1) 用径向跳动检查仪检测齿圈径向跳动;

(2) 用周节仪检测齿距偏差和齿距累积误差。

B1 径向跳动检查仪检测齿圈径向跳动

1. 仪器介绍

齿圈径向跳动 ΔF_r 的检测,可用径向跳动检查仪、万能测齿仪或偏摆检查仪等仪器。本实验采用径向跳动检查仪检测齿圈径向跳动,其外形结构见图 B1 所示。

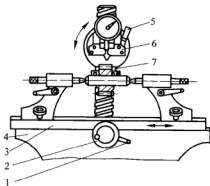


图 B1 径向跳动检查仪外形结构

1—手柄; 2—手轮; 3—滑板; 4—底座; 5—转动手柄; 6—百分表架; 7—升降螺母

不同模数的齿轮,应选用不同直径的测头,其对应关系见表 B1。

表 B1 测头推荐值

模数/mm	0.3	0.5	0.7	1	1.25	1.5	1.75	2	3	4	5
量头直径/mm	0.5	0.8	1.2	1.7	2.1	2.5	2.9	3.3	5.0	6.7	8.3

2. 测量步骤

- (1) 根据被测齿轮的模数,选择合适的测头装入指示表测量杆的下端,如图 B1 所示。
- (2) 将被测齿轮和心轴装在仪器的两顶尖之间,锁紧两头螺钉。
- (3) 旋转手柄 1,调整滑板 3 的位置,使指示表测头位于齿宽的中部;调整升降螺母 7,使指示表指针压缩 1~2 圈,将指示表对零。
- (4) 依次测量一圈,并记录指示表的读数。其中最大读数与最小读数之差即为 ΔF_r 。
- (5) 判断该齿轮齿圈径向跳动的合格性。
- (6) 填写实验报告(如表 B2 所示)。

表 B2 径向跳动检查仪检测齿圈径向跳动实验报告

被测齿轮	模数 m	齿数	齿型角 α	编号	公差标注
	齿圈径向跳动公差				
计量器具	名称	测量范围		分度值	
测量记录/ μm					
序号	读 数	序号	读 数	序号	读 数
1		13		25	
2		14		26	
3		15		27	
4		16		28	
5		17		29	
6		18		30	
7		19		31	
8		20		32	
9		21		33	
10		22		34	
11		23		35	
12		24		36	
实测齿圈径向跳动 $\Delta F_r/\mu\text{m}$					
合格性判断					
姓名	班级	学号	审核	成绩	

3. 思考题

- (1) 何谓齿圈径向跳动? 用齿圈径向跳动检查仪能测量哪些形位误差?
- (2) 为什么不同模数的齿轮, 测量时要选用不同直径的测头?
- (3) 对齿轮传动提出的四项使用要求是什么? 不同用途和不同工作条件的齿轮和齿轮副对这些使用要求的侧重点是否相同? 试举例说明。

B2 周节仪检测齿距偏差和齿距累积误差

1. 仪器介绍

齿轮齿距采用相对测量法测量, 通常用周节仪或万能测齿仪进行测量。图 B2 所示为周节仪的外形。仪器指示表的示值有 0.005 mm 和 0.001 mm 两种, 测量范围模数为 2~16 mm, 以齿顶圆作为测量基准。

2. 测量步骤

(1) 如图 B2 所示, 将固定测量爪 4 按被测齿轮模数调整到模数尺的相应刻线上, 然后用固紧螺钉 7 紧固。

(2) 调整定位角 2、5 的位置, 使测量爪 3、4 在齿轮分度圆附近与两相邻同侧齿面接触, 然后用螺钉 6 紧固; 再调整辅助定位角 8, 并用螺钉紧固。

(3) 以任一齿距作为基准齿距, 将指示表 9 的指针压缩 1~2 圈, 并对准零位。

(4) 逐齿测量, 指示表的读数即为这些齿距与基准齿距之差, 将测得数据记入表中。

(5) 进行数据处理, 判断被测项目的合格性。

(6) 填写实验报告, 实验报告见表 B3。

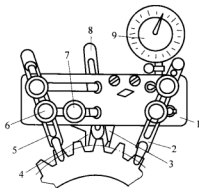


图 B2 周节仪外形

1—尺架; 2, 5, 8—定位角; 3, 4—测量爪;
6, 7—固紧螺钉; 9—指示表

表 B3 周节仪检测齿距偏差和齿距累积误差实验报告

被 测 齿 轮	模数 m	齿数 z	压力角 α	编号	公差标注
齿距极限偏差/ μm			齿距累积公差/ μm		
计 量 器 具					
1. 表格计算					
齿距序号	读数值/ μm	读数累积值/ μm	齿距偏差 $\Delta f_p/\mu\text{m}$	齿距累积误差 $\Delta F_p/\mu\text{m}$	
1					
2					

续表

被测齿轮	模数 m	齿数 z	压力角 α	编号	公差标注
齿距极限偏差/ μm			齿距累积公差/ μm		
计量器具					
1. 表格计算					
齿距序号	读数值/ μm	读数累积值/ μm	齿距偏差 $\Delta f_{pi}/\mu\text{m}$	齿距累积误差 $\Delta F_p/\mu\text{m}$	
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					
11					
12					
13					
14					
15					
16					
17					
18					
19					
20					
21					
22					
24					
25					
26					

续表

被测齿轮	模数 m	齿数 z	压力角 α	编号	公差标注		
齿距极限偏差/ μm			齿距累积公差/ μm				
计量器具							
1. 表格计算							
齿距序号	读数值/ μm	读数累积值/ μm	齿距偏差 $\Delta f_p/\mu\text{m}$	齿距累积误差 $\Delta F_p/\mu\text{m}$			
27							
28							
29							
30							
31							
32							
备注		修正值为 K $K = \frac{\text{累积值}}{z}$	仅绝对值最大的数值作为 Δ				
实际齿距偏差 $\Delta f_p/\mu\text{m}$							
实际齿距累积误差 $\Delta F_p/\mu\text{m}$							
合格性判断							
姓名	班级	学号	审核	成绩			
2. 用作图法求 ΔF_p							
齿距累积误差 $\Delta F_p/\mu\text{m}$							
合格性判断							
姓名	班级	学号	审核	成绩			

【例】 用周节仪检测某一齿轮的齿距偏差和齿距累积误差(设齿数 $z=16$)。

解法 1: 用表格法计算, 见表 B4。

表 B4 表格法

周节序号	读数值/ μm	读数累积值/ μm	齿距偏差 Δf_p (读数值 - K)/ μm	齿距累积误差 ΔF_p ($\sum \Delta f_p$)/ μm
1	0	0	+0.125	+0.125
2	+2	+2	+2.125	+2.25
3	+3	+5	+3.125	+5.36
4	+1	+6	+1.125	+6.5
5	-1	+5	-0.875	+5.62
6	-3	+2	-2.875	+2.75
7	-2	0	-1.875	+0.88
8	+2	+2	+2.125	+3
9	+1	+3	+1.125	+4.12
10	+5	+8	+5.125	+9.25
11	+2	+10	+2.125	+11.38
12	-3	+7	-2.875	+8.5
13	-4	+3	-3.875	+4.62
14	-1	+2	-0.875	+3.75
15	0	+2	+0.125	+3.88
16	-4	-2	-3.875	0
备注	修正值 K $K = z$ 个读数值之和 $\div z$ $= -2 \div 16$ $= -0.125$		$\Delta f_p = +5.125$	齿距累积误差 ΔF_p $\Delta F_p = \Delta F_{p\max} - \Delta F_{p\min}$ $= 11.376 - 0$ ≈ 11.4

解法 2: 用作图法求齿距累积误差 ΔF_p , 见图 B3。

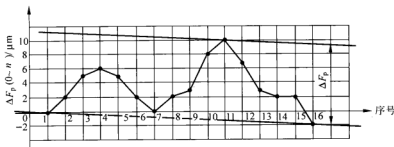


图 B3 周节累积误差曲线

图 B3 中,纵坐标数据取自表 B4 中“读数累积值”一栏。将各点(包括坐标原点)依次连成折线,用直线连接坐标原点与最后一点。作两条与上述直线平行且距离最近,包容图中折线的直线。此两条直线在纵坐标上的截距所代表的数值,即为齿距累积误差。由图可知

$$\Delta F_p = 11.4 \mu\text{m}$$

上述表格计算与作图法,同样可编制成程序由计算机进行。

3. 思考题

- (1) 测量齿轮齿距误差的方法有哪几种? 常用的测量仪器有哪些?
- (2) 简述齿轮周节仪测量齿距累计误差的步骤。
- (3) 切向综合误差 $\Delta F'_t$ 与齿距累计误差 ΔF_p 有何异同之处?

附录 C

轴类和箱体类零件的 综合性检测实验

互换性与技术测量课程综合实验是在学完了互换性与技术测量、机械制图、机械制造基础等课程后,所设计的一项实践训练项目。目的在于提高学生掌握产品零件测量的应试能力,培养学生综合运用知识能力,增强学生的专业技能。

1. 综合实验的目的

1) 培养分析判断能力

根据零件图、装配图中的尺寸公差及形位公差,分析并正确选用测量方法和测量器具。对实验过程中测取的各项数据及实验结果应根据当时的测量条件、仪器调整等因素加以分析处理。

2) 培养实践动手能力

应能正确地操作、调整仪器和相关量具;正确地测量加工零件的尺寸误差和形位误差;正确地使用各种量具;能正确地进行数据处理。

3) 培养理论联系实际的能力

通过阅读零件图和装配图,能提高机械识图能力,并通过所学的理论知识,设计相应的检测方案,并进行检测。

4) 培养归纳总结能力

在认真整理实验结果、实验数据的基础上写出综合实验报告,以培养总结、归纳的能力。综合实验报告要求语言精练、文字通顺,报告应以 16K 纸要求作成电子文档。报告中应含有封面及设计任务和设计图样、参考文献等,一并装订成册。

2. 综合实验的基本内容

1) 零件的选用

选择具有代表性的中等复杂的零件作为综合测量零件,见 C1 和 C2。

2) 测量器具的要求

应尽可能选用实验室的常用仪器,如立式光较仪、万能工具显微镜、千分尺、百分表等。

3) 测量方法

测量方法可选择间接测量方法,也可选用直接测量方法。对部分零件可进行专用检具的设计。

4) 数据处理

对测量结果进行数据处理,并判断其合理性。

5) 测量结果分析

处理检测数据、评定检测结果,并写出实验报告。

C1 箱体形位误差的测量

1. 实验目的

- (1) 根据箱体的零件图进行结构分析和技术要求分析;
- (2) 拟定该零件的检测方案;
- (3) 通过对零件的检测,掌握生产第一线产品的相应测量方法。

2. 实验要求

- (1) 画出箱体零件图并标出主要尺寸和形位误差;
- (2) 设计检测方案并进行测量和判断;
- (3) 设计箱体零件位置度误差的专用检具;
- (4) 写出综合实验报告 1 份。

3. 综合实验报告内容

- (1) 箱体零件图;
- (2) 箱体形位误差检测方案;
- (3) 箱体专用检具设计方案;
- (4) 箱体的检测步骤;
- (5) 检测数据的处理及检测结果的评定。

4. 箱体的零件图

箱体的零件图如图 C1 所示。

C2 精密心轴的测量

1. 实验目的

- (1) 根据精密心轴的零件图进行结构分析和技术要求分析;
- (2) 拟定该零件的检测方案;
- (3) 通过对零件的检测,掌握生产第一线产品的相应测量方法。

2. 实验要求

- (1) 画出精密心轴零件图并标出主要尺寸和形位误差;
- (2) 设计检测方案并进行测量和判断;
- (3) 设计精密心轴零件同轴度误差的检具;
- (4) 写出综合实验报告 1 份。

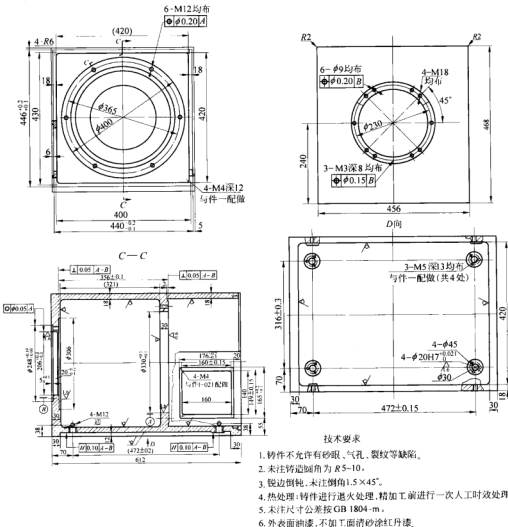


图 C1 箱体的零件图

3. 綜合實驗報告內容

- (1) 精密心轴零件图;
- (2) 精密心轴形位误差检测方案;
- (3) 精密心轴专用检具设计方案;
- (4) 精密心轴的检测步骤;
- (5) 检测数据的处理及检测结果的评定。

4. 精密心轴的零件图

精密心轴的零件图如图 C2 所示。

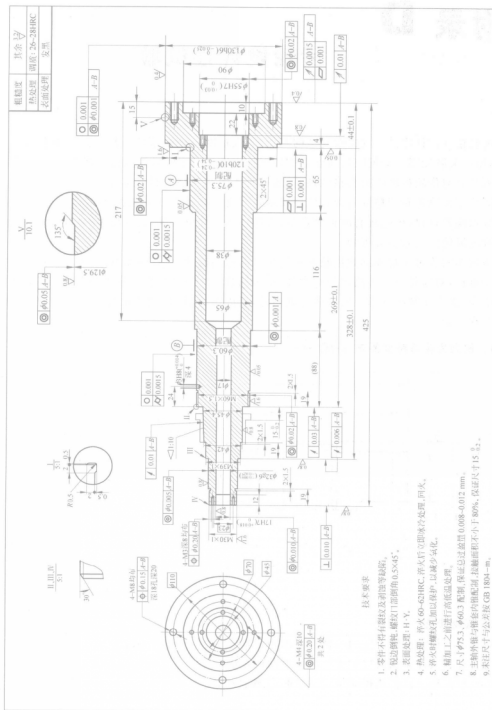


图 C2 精密心轴的零件图

附录 D

齿轮设计性试验

齿轮精度的评定是一项比较复杂的工作,不仅精度检验指标有二十多项,而且检验设备较多,相互关联交错。如何应用所学过的知识独立地对给定的齿轮进行合理的全面检测,根据检测结果对齿轮精度作出合格性判断,这就是本节齿轮设计性实验的任务。实验时首先应根据给定被测齿轮的精度等级和使用要求自行选择检验组合和检测项目,查出相应的公差或极限偏差;而后根据现有的检测设备,选择适用的计量器具,亲自动手逐项测量,最终评定出被测齿轮的实际精度等级。

通过本实验可了解和熟悉齿轮常用测量仪器的结构、原理及操作方法,初步掌握齿轮测量的全过程,对齿轮每一检测项目的含义、应用场合、加工方法、误差分析等有关知识有更深入的认识,进一步解决课堂上的一些疑难问题,巩固课堂教学,把理论知识与实践技能有机地结合在一起。

1. 被测齿轮与精度要求(见图 D1)

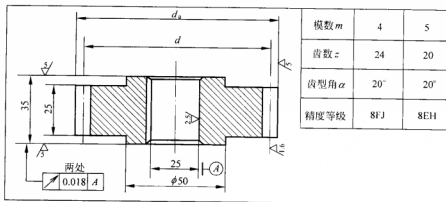


图 D1 被测齿轮简图

2. 实验步骤

- (1) 根据被测齿轮的使用与精度要求确定检验组组合与检验项目;
- (2) 查表或计算确定检验项目的公差及偏差值;
- (3) 根据现有设备选择测量仪器及制定测量方案。

- (4) 逐项测量,制定测量方法、测量步骤与数据处理;
 (5) 填写实验报告(如表 D1),对齿轮做出合格性判断,并作出实用性分析。

表 D1 齿轮设计性试验实验报告

被测齿轮	件号	齿宽 b	模数 m	齿数 z	齿型角 α	齿轮精度等级	
测量记录/ μm	检验组	检验项目	公差值	选用仪器名称		检测误差或偏差	单项合格性
测量结果	齿轮合格性			测量误差分析			
审阅							

3. 思考题

- (1) 怎样理解设计性实验的含义?
 (2) 齿轮单个检验项目的合格与否和整个齿轮的精度要求有什么关系?

参考文献

1. 庞学慧,武文革,成云平. 互换性与测量技术基础. 北京: 国防工业出版社, 2007
2. 屈波. 互换性与技术测量. 西安: 西安电子科技大学出版社, 2007
3. 卢志珍. 互换性与测量技术. 北京: 电子科技大学出版社, 2007
4. 张帆,宋绪丁. 互换性与几何量测量技术. 西安: 西安电子科技大学出版社, 2007
5. 徐学林. 互换性与测量技术基础. 长沙: 湖南大学出版社, 2005
6. 田野. 互换性与测量技术. 北京: 化学工业出版社, 2006
7. 毛平淮. 互换性与测量技术基础. 北京: 机械工业出版社, 2007
8. 魏斯亮,李时骏. 互换性与技术测量. 北京: 北京理工大学出版社, 2007
9. 万书亭. 互换性与技术测量. 北京: 电子工业出版社, 2007
10. 廖念钊. 互换性与技术测量. 北京: 中国计量出版社, 2007
11. 韩进宏,王长春. 互换性与测量技术基础. 北京: 北京大学出版社, 2007
12. 方昆凡. 公差与配合实用手册. 北京: 北京出版社, 2006
13. 何频. 公差配合与技术测量习题及解答. 北京: 化学工业出版社, 2007
14. GB/T 321—2005《优先数和优先数系》
15. GB/T 10095.1—2008《圆柱齿轮 精度制 第1部分: 轮齿同侧齿面偏差的定义和允许值》
16. GB/T 10095.2—2008《圆柱齿轮 精度制 第2部分: 径向综合偏差与径向跳动的定义和允许值 国家标准化管理委员会》
17. 韩进宏. 互换性与技术测量. 北京: 机械工业出版社, 2004
18. 阎荫棠. 几何量精度设计与检测. 北京: 机械工业出版社, 1996
19. 郭连湘. 公差配合与技术测量实验指导书. 北京: 化学工业出版社, 2004